

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局



(43) 国際公開日
2003 年 9 月 18 日 (18.09.2003)

PCT

(10) 国際公開番号
WO 03/076829 A1

(51) 国際特許分類: **F16H 3/72, 3/74**

(21) 国際出願番号: PCT/JP03/02083

(22) 国際出願日: 2003 年 2 月 25 日 (25.02.2003)

(25) 国際出願の言語: 日本語

(26) 国際公開の言語: 日本語

(30) 優先権データ:
特願2002-047826 2002 年 2 月 25 日 (25.02.2002) JP
特願2002-047808 2002 年 2 月 25 日 (25.02.2002) JP

(71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): 株式会社 荏原製作所 (EBARA CORPORATION) [JP/JP]; 〒144-8510 東京都 大田区 羽田旭町 1 1 番 1 号 Tokyo (JP).

(72) 発明者; および

(75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 木村 克己 (KIMURA, Katsumi) [JP/JP]; 〒144-8510 東京都 大田区 羽田旭町 1 1 番 1 号 株式会社 荏原製作所内 Tokyo (JP). 三輪 俊夫 (MIWA, Toshio) [JP/JP]; 〒144-8510 東京都 大田区 羽田旭町 1 1 番 1 号 株式会社 荏原製

作所内 Tokyo (JP). 高嶋 道雄 (TAKASHIMA, Michio) [JP/JP]; 〒144-8510 東京都 大田区 羽田旭町 1 1 番 1 号 株式会社 荏原製作所内 Tokyo (JP). 宇佐美 健 (USAMI, Ken) [JP/JP]; 〒144-8510 東京都 大田区 羽田旭町 1 1 番 1 号 株式会社 荏原製作所内 Tokyo (JP). 杉山 和彦 (SUGIYAMA, Kazuhiko) [JP/JP]; 〒144-8510 東京都 大田区 羽田旭町 1 1 番 1 号 株式会社 荏原製作所内 Tokyo (JP).

(74) 代理人: 渡邊 勇, 外 (WATANABE, Isamu et al.); 〒160-0023 東京都 新宿区 西新宿 7 丁目 5 番 8 号 GOWA 西新宿 4 階 Tokyo (JP).

(81) 指定国 (国内): CN, JP, US.

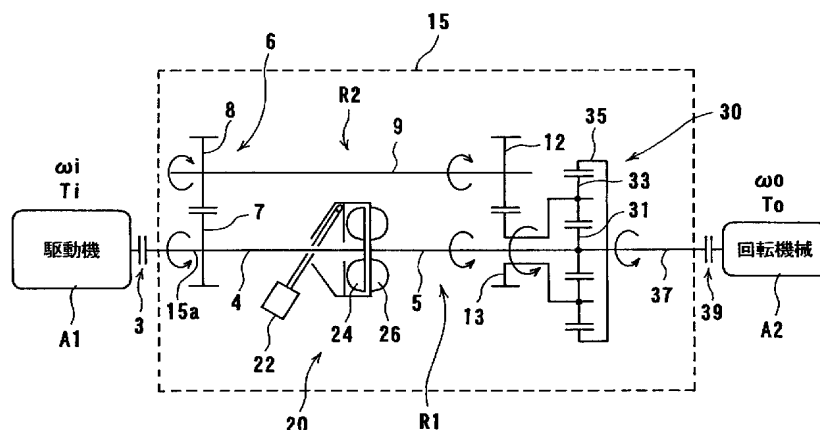
(84) 指定国 (広域): ヨーロッパ特許 (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE, SI, SK, TR).

添付公開書類:
— 国際調査報告書

2 文字コード及び他の略語については、定期発行される各 PCT ガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語のガイダンスノート」を参照。

(54) Title: SPEED CHANGE DEVICE

(54) 発明の名称: 変速装置



A1...DRIVING UNIT
A2...ROTARY MACHINE

(57) Abstract: A speed change device (15) comprises a distribution device (6) and/or a differential planetary gear device (30), and a coupling device (20), it being arranged that the rotative power fed into the speed change device (15) is transmitted to the coupling device (20) through the distribution device (6) or differential planetary gear device (30) and that the rotative power fed into the coupling device (20) is smaller than the rotative power fed into the speed change device (15), the coupling device (20) being a fluid coupling.



(57) 要約:

本発明は、分配装置（６）又は差動遊星歯車装置（３０）の少なくとも一方を有し、かつ、継手装置（２０）を有する変速装置（１５）であって、変速装置（１５）に入力された回転動力を分配装置（６）又は差動遊星歯車装置（３０）を介して継手装置（２０）に伝達し、継手装置（２０）に入力される回転動力が、変速装置（１５）に入力された回転動力よりも小さくなるように構成し、継手装置（２０）は流体継手である。

明 細 書

変速装置

技術分野

本発明は駆動装置からの回転動力が伝達される分配装置と継手装置と第1の差動遊星歯車装置とを有する変速装置に関し、例えば、ターボ機械のような流体機械等を電動機等の駆動装置で回転駆動する際に、駆動側と被駆動側との同期や、起動・停止時や回転変動時における衝撃の緩和、回転駆動力の効率的な伝達の実現等のために用いられる変速装置に関する。

背景技術

図22に示すように、従来、駆動源である電動モータA1の出力軸C4は、継手A22及び出力軸C7を介して、流体機械等の被駆動側機器A2の入力側に接続されている。ここで、この場合の電動モータA1の回転動力の伝達は、継手A22の伝達可能な動力の範囲内に限定される。

これに対して、継手A22の伝達可能な動力の範囲を超えた大きな回転動力を伝達したいとする要請が存在する。

かかる要請に応えるため、図23A及び図23Bに示すように、駆動源A1から入力された回転動力を分流あるいは分配する変速装置A15が提案されている。

図23A及び図23Bに示す変速装置A15によれば、駆動源A1からの回転動力を分配装置6によって動力ラインR1とR2に2分して、動力ラインR1に無段変速機A20の伝達限界内の動力を分配し、動力ラインR2に残余の動力を分配している。

分配装置 6 により 2 分された動力は、無段変速機 A 2 0 の出力側に配置した差動遊星歯車装置 A 3 0 で集合して、1 つの出力軸 3 7 を介して被駆動側機器 A 2 に伝達されるように構成されている。

このようにして、無段変速機 A 2 0 の伝達限界以上の動力を被駆動側に伝達することを可能にしている。

しかし、上記図 2 3 A 及び図 2 3 B に示す無段変速機 A 2 0 は、トロイダル式の無段変速機構（C V T）を採用しており、トロイダル式 C V T は接触式なので、最高伝達動力及び寿命に限界がある。そのため、大動力の伝達が要求される大型機器や、機器の信頼性が要求される産業機械への適用が困難であるという問題を有している。

また、トロイダル式 C V T の出力側に伝達または発生する動力変動による脈動、変速時のショック振動、出力軸の捻り振動などの各種振動や衝撃に対する出力変動及び耐久性の点で、固体摩擦を主とする接触式のトロイダル式 C V T は問題がある。

また従来のその他の変速装置においても同様な問題点が生じる。

発明の開示

本発明は、上述した従来の問題点に鑑みてなされたものであり、継手装置の伝達限界を超える回転動力を効率よく伝達できて、しかも脈動、変速時のショック振動、出力軸の捻り振動などの各種振動や衝撃を吸収でき、寿命が長く動力伝達限界を大きくできる変速装置を提供することを目的としている。

本発明の変速装置は、分配装置（6）又は差動遊星歯車装置（30）の少なくとも一方を有し、かつ、継手装置（20）を有する変速装置であって、継手装置（20）を介して伝達される回転動力が変速装置へ入力された回転動力（駆動機の回転動力）よりも小さくなるように構成さ

れており、継手装置（２０）は流体継手であることを特徴としている。

また、本発明の変速装置は、変速装置へ入力された回転動力は１本の入力軸により分配装置（６）へ伝達されて２本の回転軸に出力され、該２本の回転軸の一方は差動遊星歯車装置（３０）における２本の入力軸の一方に接続しており、前記２本の回転軸の他方は流体継手（２０）を介して差動遊星歯車装置（３０）における２本の入力軸の他方に接続している。

ここで、駆動側機器Ａ１から被駆動側機器Ａ２への動力の伝達を模式的に示している図２４Ａ乃至図２４Ｄにおいて、例えば、図２４Ａでは、駆動側機器Ａ１からの動力Ｐは、分配装置（分流ギヤ）６で分配された動力の一方Ｐ１が動力ラインＲ１を介して差動遊星歯車装置Ａ３０に伝達され、分配された動力の他方Ｐ２が無段変速機Ａ２０及び動力ラインＲ２を介して差動遊星歯車装置Ａ３０に伝達され、差動遊星歯車装置Ａ３０で再び合流して被駆動側機器Ａ２へ伝達される。

図２４Ａ及び図２４Ｂは動力分流を示し、図２４Ｃ及び図２４Ｄは動力循環を示している。そして、図２４Ａ乃至図２４Ｄでは、差動遊星歯車装置Ａ３０の作用による動力流の大きさを白矢印の幅で示している。ここで、動力分流とは、入力側からの動力が分流ギヤで分流され、２つの経路を通過して差動遊星歯車で合流し出力側へ流れる状況をいう。２つの分流軸において、一方の軸により伝達される動力は、他方の軸により伝達される動力よりも大きくなる。一方、動力循環とは、入力側からの動力が分流ギヤの一方のギヤのみに流れ、差動遊星歯車を通して出力側へ流れ（動力が伝達される軸を軸Ａとする）、図２４Ｃ及び図２４Ｄに示すように、差動遊星歯車→分流ギヤ→無段変速機→差動遊星歯車と循環する動力流が存在する状況をいう。この場合、軸Ａでは動力が重畳して入力動力よりも大きくなり、他方の軸では動力が小さくなり、流れは

逆になる。

図 2 4 B 及び図 2 4 C には本発明の動力伝達態様が模式的に示されており、無段変速機 A 2 0 を通る動力ライン R 2 の動力流の大きさが入力動力より小さくなっている。

すなわち、上述した本発明による必須の構成要件の一部である「継手装置（20）を介して伝達される回転動力が変速装置へ入力された回転動力より小さくなるように構成」とは、図 2 4 B 及び図 2 4 C に示すような態様（無段変速機 A 2 0 を通る動力ライン R 2 の動力流の大きさが、入力動力より小さい態様）である旨を意味している。ここで、本発明は、無段変速機として流体継手を用いている。

上記流体継手は可変速流体継手が好ましく、かかる構成を具備する本発明の変速装置によれば、継手装置へは伝達限界動力を超える回転動力の入力がなく回転動力の効率的な伝達ができる。また、流体継手によって入力回転動力の脈動、変速のショック、軸の捻り振動などの各種振動や衝撃を吸収してスムーズな動力伝達ができる。

また、本発明の変速装置は、変速装置へ入力された回転動力は 1 本の入力軸（15a）により分配装置（6）へ伝達されて 2 本の回転軸（4, 9）に出力され、該 2 本の回転軸（4, 9）の一方（9）は差動遊星歯車装置（30）における 2 本の入力軸（13, 5）の一方（13）に接続しており、前記 2 本の回転軸（4, 9）の他方（4）は流体継手（20）を介して差動遊星歯車装置（30）における 2 本の入力軸（13, 5）の他方（5）に接続している。

かかる構成によって、変速装置に入力される動力が継手装置の伝達限界動力を超える回転動力であっても、入力動力を分配装置で 2 分して一方を流体継手に伝達限界動力内で配分し、他方の残余の動力を差動遊星歯車装置に直接に配分することで、変速装置での動力伝達を流体継手の

伝達限界動力を超えて伝達できる。

また、本発明の変速装置は、変速装置へ入力された回転動力は（分配装置の）1本の入力軸（15b）により差動遊星歯車装置（30B）へ伝達されて2本の出力軸（13b，4b）に伝達され、差動遊星歯車装置（30B）の2本の出力軸の一方（直結軸13b）は集合装置（6B）における2本の入力軸の一方（9b）に接続され、差動遊星歯車装置（30B）の2本の出力軸の他方（4b）は流体継手（20）を介して集合装置（6B）における2本の入力軸の他方（37b）に接続されている。

かかる構成を具備する本発明の変速装置によれば、入力動力を差動遊星歯車装置で2分して、一方を流体継手に伝達限界動力内で配分し、他方の残余の動力を分配装置に直接に配分することで、変速装置での動力伝達を流体継手の伝達限界動力を超えて伝達できる。

さらに、本発明の変速装置は、増速用ギヤと減速用ギヤとを有するギヤ装置（52d，53d）が、差動遊星歯車装置の入力軸（9，5）及び／又は出力軸（37d）に介装されていることが好ましい。

かかる構成によって、変速装置への入力回転速度または回転力を一定にして被駆動側機器への出力回転速度または回転力を効率のよい回転に自在にかえることができる。

また、本発明の変速装置は、駆動装置からの回転動力が伝達される分配装置と、継手装置と、第1の差動遊星歯車装置とを有する変速装置において、継手装置を介して伝達される一方の回転動力が他方の回転動力よりも小さくなるように構成され、前記継手装置は電動装置と第2の差動遊星歯車装置とで構成されている。

また、本発明の変速装置は、分配装置又は第1の差動遊星歯車装置の少なくとも一方を有し、かつ、継手装置を有する変速装置であって、駆

動装置からの回転動力を前記分配装置又は前記第 1 の差動遊星歯車装置により少なくとも 2 つの回転動力に分配し、該少なくとも 2 つの回転動力のうちの一つを前記継手装置に入力し、前記継手装置に入力される回転動力が他の回転動力よりも小さくなるように構成し

、前記継手装置は電動装置と第 2 の差動遊星歯車装置とで構成している。

また、本発明の変速装置は、駆動装置からの回転動力は分配装置の 1 本の入力軸により分配装置に伝達され、分配装置から 2 本の回転軸に出力され、その一方の回転軸は第 1 の差動遊星歯車装置の 2 本の入力軸の一方の入力軸に接続され、他方の回転軸は第 1 の差動遊星歯車装置の他方の入力軸に直結されている。

また、本発明の変速装置は、駆動装置からの回転動力が第 1 の差動遊星歯車装置の 1 本の入力軸に伝達され、その第 1 の差動遊星歯車装置の 2 本の出力軸の一方が 2 本の入力軸を有する集合装置の一方の入力軸に接続され、前記第 1 の差動遊星歯車装置の他方の出力軸が第 2 の差動遊星歯車装置を介して集合装置の他方の入力軸に接続されている。

そして本発明によれば、前記第 2 の差動遊星歯車装置はそのサン歯車とリング歯車との間に半径方向には 1 個で円周方向には単数又は複数のプラネタリ歯車が配置されているシングルピニオン形式に構成され、駆動装置と電動装置と負荷とがそれぞれ前記第 2 の差動遊星歯車装置の入力側と出力側と変速側とのいずれかにそれぞれ直結されている。

したがって、駆動装置からの動力は継手装置を介さずに負荷に伝達されるので、大型機械でも継手装置の容量を小さくできる。そして継手装置を差動遊星歯車装置で構成したので、摩擦部分がなく、機械的に連結されているために、寿命が長く動力伝達限界も充分に大きくなる。

本発明の作用効果を明らかにするためにまず図 18 乃至図 21 を参照して分配装置 6 と変速機すなわち継手装置 R と差動遊星歯車装置 G との

組合せによる回転動力のフローを説明する。入力軸 I に連結された分配装置 6 は、一方が継手装置 R を介して差動遊星歯車装置 G の 1 つの軸 R 2 に入力され、他方が差動遊星歯車装置 G の別の軸 R 1 に入力されそして出力軸 O から出力されている。

入力軸 I の動力流を P として分配装置 6 で P 1, P 2 に分配されるものとし、出力軸はロスがないものと仮定して P となる。この動力流の大きさは白矢印幅で示している。

継手装置 R を通る動力流は小さい方が好ましいので、図 19 及び図 20 が好ましいことが解る。すなわち、上述した本発明における必須の構成要件の一部である「継手装置を介して伝達される回転動力が変速装置へ入力された回転動力よりも小さくなるように構成」とは、図 19 及び図 20 で示すような態様（継手装置 R を通る動力ライン R 2 の動力流の大きさが、入力動力より小さい態様）である旨を意味しているのである。

図面の簡単な説明

図 1 は本発明の変速装置の第 1 実施形態を示す構成図である。

図 2 は図 1 の簡略ブロック構成図である。

図 3 は操作機（すくい管）が動力入力側にある流体継手の構成図である。

図 4 は操作機（すくい管）が動力出力側にある流体継手の構成図である。

図 5 は差動遊星歯車装置の構成図である。

図 6 は本発明の変速装置の第 2 実施形態を示す構成図である。

図 7 は本発明の変速装置の第 3 実施形態を示す構成図である。

図 8 は本発明の変速装置の第 4 実施形態を示す構成図である。

図 9 は本発明の変速装置の第 5 実施形態を示す構成図である。

図 1 0 は本発明の変速装置の第 6 実施形態を示す構成図である。

図 1 1 は本発明の変速装置の第 7 実施形態を示す構成図である。

図 1 2 は本発明の変速装置の本発明の第 8 実施形態を示す説明図である。

図 1 3 は本発明の変速装置の本発明の第 9 実施形態を示す説明図である。

図 1 4 は本発明の変速装置の本発明の第 1 0 実施形態を示す説明図である。

図 1 5 は本発明の変速装置の本発明の第 1 1 実施形態を示す説明図である。

図 1 6 は図 1 5 に示す第 1 1 実施形態の作動を説明するフローチャートである。

図 1 7 は本発明の第 1 2 実施形態を示す説明図である。

図 1 8 は分配装置による継手装置の動力流を示す説明図である。

図 1 9 は分配装置による継手装置の別の動力流を示す説明図である。

図 2 0 は分配装置による継手装置の他の動力流を示す説明図である。

図 2 1 は分配装置による継手装置のさらに別の動力流を示す説明図である。

図 2 2 は従来の駆動源と流体継手と被駆動側機器との関係を示すブロック図である。

図 2 3 A は従来の変速装置の説明図であり、図 2 3 B は従来提案されている動力分配装置と、無段変速機と、差動遊星歯車装置と、による変速装置の構成図である。

図 2 4 A 乃至図 2 4 D は駆動側機器から被駆動側機器への動力の伝達を模式的に示した説明図である。

発明を実施するための最良の形態

図 1 及び図 2 に本発明の第 1 実施形態を示している。図 1 は本発明に係る変速装置の詳細構成を示す概略図であり、図 2 はその簡略ブロック構成図である。図 2 3 における従来技術で説明したものと同符号の部分は同じ構成と機能を有している。

図 1 及び図 2 において、駆動源の電動機 A 1（図 1 では駆動機 A 1 と表す）と被駆動機器の流体機器 A 2（図 1 では回転機械 A 2 と表す）の間に、入力側クラッチ 3 及び出力側クラッチ 3 9 で接続される変速装置 1 5 が設けられている。

変速装置 1 5 は、動力分配装置 6 と、可変速の流体継手 2 0 と、差動遊星歯車装置 3 0 と、により主要部が構成されている。

動力分配装置 6 は、入力側クラッチ 3 に接続する回転入力軸 1 5 a の回転動力を回転入力軸 1 5 a に直結する回転軸 4 と、歯車 7 及び 8 を介した回転軸 9 とに 2 分するように構成されている。回転軸 4 を介する動力ラインが動力ライン R 1 であり、回転軸 9 を介する動力ラインが動力ライン R 2 である。動力ライン R 1 の動力伝達の方法は、回転軸 4 から流体継手 2 0 を介して回転軸 5 に伝達される場合と、回転軸 5 から流体継手 2 0 を介して回転軸 4 に伝達される場合がある。

後者の場合、流体継手 2 0 は、操作機 2 2 と、駆動ポンプ 2 6 と、被動タービン 2 4 とからなり、回転軸 5 からの動力を回転軸 4 に伝達するように構成されている。

差動遊星歯車装置 3 0 は、サンギヤ 3 1 と、ピニオンギヤ 3 3 と、リングギヤ 3 5 とから公知のように構成されている。そして、回転軸 5 に直結するサンギヤ 3 1 と、回転軸 9 にギヤ 1 2 を介してピニオンギヤ 3 3 に連結するキャリア 1 3 とを入力軸とし、リングギヤ 3 5 を出力軸とするように構成されている。リングギヤ 3 5 は、回転軸 3 7 及び出力側

クラッチ 39 を介して流体機器 A 2 に連結されている。

図 3 は、流体継手 20 の構成を示したもので、回転軸 5 に直結するポンプ 26 の回転速度を制御する操作機 22 によってタービン 24 に直結された回転軸 4 への動力の態様（回転速度及び回転力）を操作する方式であり、図 4 は回転軸 4 に直結するポンプ 26 とタービン 24 との間の回流を制御する操作機 22 によって回転軸 5 への動力の態様を操作する方式である。

図 3 に示す流体継手 20 が前記第 1 実施形態の変速装置 15 に使用されている方式である。

図 5 は、差動遊星歯車装置 30 の構成を示すもので、第 1 の実施形態では回転軸 5 に連結されるサンギヤ 31 を入力軸とし、ピニオンギヤ 33 を回転自在に支持するとともに回転軸 9 に接続されるキャリア 13 を入力軸として、リングギヤ 35 を出力軸にするよう構成されている。サンギヤ 31 と、キャリア 13 と、リングギヤ 35 の組み合わせによって、差動遊星歯車装置 30 の入出力状態が 6 通りになることは公知である。具体的には、差動遊星歯車装置のサンギヤ 31、キャリア 13、リングギヤ 35 の各要素と、2つの入力軸（変速機を経由しない直結軸 9（図 2 参照）及び変速機経由の変速軸 5）及び1つの出力軸 37 の順列は $3! = 6$ 通りとなる。

上記構成による変速装置 15 の作用を説明する。

最初に、駆動源の電動機 A 1 から回転力 T_i と回転速度 ω_i による回転動力が、入力側クラッチ 3 を介して変速装置 15 の回転入力軸 15a に伝達される。回転入力軸 15a は、動力分配装置 6 に回転動力を伝達する。動力分配装置 6 は、回転動力を動力ライン R 1 の回転軸 4 と、動力ライン R 2 の回転軸 9 に分配する。このとき回転軸 4 への回転動力の分配は、回転速度 ω_i にかつ流体継手 20 の吸収容量である伝達限界の

回転力内に限定され、回転軸 9 への分配は動力分配装置 6 の歯車比が 1 であれば回転速度 ω_i で残余の回転力が伝達される。なお、流体継手 20 への分配回転力は、伝達限界内の伝達効率のよい回転力を選択することがよい。

ついで、回転軸 9 の回転動力は歯車 12 を介してキャリア 13 に伝達される。一方、回転軸 4 の回転動力は流体継手 20 で変速され回転力が変えられて、差動遊星歯車装置 30 のサンギヤ 31 に伝達される。

キャリア 13 とサンギヤ 31 に伝達された回転動力は、リングギヤ 35 から回転軸 37 及び出力側クラッチ 39 を介して流体機器 A2 に伝達される。このときの回転動力は、回転速度 ω_o で回転力 T_o となり、変速装置 15 内の動力伝達損失がないものと仮定すれば、 $\omega_i \times T_i = \omega_o \times T_o$ となっている。

このようにして、電動機 A1 からの回転動力を流体継手 20 を介する動力ライン R1 と分岐の動力ライン R2 とに 2 分して、差動遊星歯車装置 30 で再度合流させることにより、流体継手 20 の限界回転動力以上の回転動力を変速装置 15 が伝達する。

図 6 に本発明の第 2 実施形態を示している。図 1 及び図 2 の第 1 実施形態と異なる部分を主体に説明する。図 1 において示したものと同符号の部分は同じ構成と機能を有している。

図 6 において、駆動源の電動機 A1（図 6 では駆動機 A1 と表す）と被駆動機器の流体機器 A2（図 6 では回転機械 A2 と表す）の間に、入力側クラッチ 3 及び出力側クラッチ 39 で接続される変速装置 15 B が設けられている。

変速装置 15 B は、差動遊星歯車装置 30 B と、可変速の流体継手 20 と、動力集合装置 6 B と、により主要部が構成されている。

差動遊星歯車装置 30 B は、サンギヤ 31 b と、ピニオンギヤ 33 b

と、リングギヤ 3 5 b とから公知のように構成されている。そして、回転軸 1 5 b に直結するリングギヤ 3 5 b を入力軸とし、回転軸 9 b に接続するキャリア 1 3 b とサンギヤ 3 1 b に連結する回転軸 4 b とを出力軸とするように構成されている。

流体継手 2 0 は、操作機 2 2 と、駆動ポンプ 2 6 と、被動タービン 2 4 とからなり、回転軸 4 b からの動力を回転軸 3 7 b に伝達するように構成されている。

動力集合装置 6 B は、前記動力分配装置 6 の分配機能を集合機能に変えたもので、回転軸 9 b からの回転動力と流体継手 2 0 からの回転動力を回転軸 3 7 b に集合するように構成されている。

回転軸 4 b を介する動力ラインが動力ライン R b 1 であり、回転軸 9 b を介する動力ラインが動力ライン R b 2 である。

上記構成による変速装置 1 5 B の作用を説明する。

最初に、駆動源の電動機 A 1 から回転力 T_i と回転速度 ω_i による回転動力が、入力側クラッチ 3 を介して回転入力軸 1 5 b 及び差動遊星歯車装置 3 0 B のリングギヤ 3 5 b に伝達される。リングギヤ 3 5 b に伝達された回転動力はキャリア 1 3 b とサンギヤ 3 1 b とに 2 分されて、それぞれ動力ライン R b 2 の回転軸 9 b と動力ライン R b 1 の回転軸 4 b に伝達される。回転軸 4 b に伝達された回転動力は流体継手 2 0 で変速され回転力が変えられて、動力集合装置 6 B の入力軸である回転軸 3 7 b に伝達される。

一方、回転軸 9 b からの回転動力も回転軸 3 7 b に伝達されて、ここで動力ライン R b 2 と動力ライン R b 1 が集合して出力側クラッチ 3 9 を介して流体機器 A 2 に伝達される。このときの流体機器 A 2 の回転動力は、回転速度 ω_o で回転力 T_o となり、変速装置 1 5 B 内の動力伝達損失がないものと仮定すれば、 $\omega_i \times T_i = \omega_o \times T_o$ となっている。

このようにして、電動機 A 1 からの回転動力を流体継手 2 0 を介する動力ライン R b 1 と分岐の動力ライン R b 2 とに 2 分して、動力集合装置 6 B で再度合流させることにより、流体継手 2 0 の限界回転動力以上の回転動力を変速装置 1 5 B が伝達する。

図 7 に本発明の第 3 実施形態を示している。図 1 の第 1 実施形態と異なる部分を主体に説明する。図 1 において示したものと同符号の部分は同じ構成と機能を有している。

図 7 において、駆動源の電動機 A 1（図 7 では駆動機 A 1 と表す）と被駆動機器の流体機器 A 2（図 7 では回転機械 A 2 と表す）の間に、入力側クラッチ 3 及び出力側クラッチ 3 9 で接続される変速装置 1 5 C が設けられている。

変速装置 1 5 C は、動力分配装置 6 と、可変速の流体継手 2 0 と、差動遊星歯車装置 3 0 と、により主要部が構成されている。

動力分配装置 6 は、入力側クラッチ 3 に接続する回転入力軸 1 5 c の回転動力を回転入力軸 1 5 c に連結する回転軸 9 c と、歯車 7 及び 8 を介した回転軸 4 c とに 2 分するように構成されている。回転軸 4 c を介する動力ラインが動力ライン R c 1 であり、回転軸 9 c を介する動力ラインが動力ライン R c 2 である。

流体継手 2 0 は、回転軸 4 c からの動力を回転軸 5 c に伝達するように構成されている。

差動遊星歯車装置 3 0 は、サンギヤ 3 1 と、ピニオンギヤ 3 3 と、リングギヤ 3 5 とから公知のように構成されている。そして、回転軸 9 c に連結するサンギヤ 3 1 と、回転軸 5 c に歯車 1 2 c を介してピニオンギヤ 3 3 に連結するキャリア 1 3 c とを入力軸とし、リングギヤ 3 5 を出力軸とするように構成されている。リングギヤ 3 5 は、出力側クラッチ 3 9 を介して流体機器 A 2 に連結されている。

上記構成による変速装置 15 C の作用を説明する。

最初に、駆動源の電動機 A 1 から回転力 T_i と回転速度 ω_i による回転動力が、入力側クラッチ 3 を介して変速装置 15 C の回転入力軸 15 c に伝達される。回転入力軸 15 c は動力分配装置 6 に回転動力を伝達する。動力分配装置 6 は、回転動力を動力ライン R c 1 の回転軸 4 c と動力ライン R c 2 の回転軸 9 c に分配する。このとき回転軸 4 c への回転動力の分配は、回転速度 ω_i でかつ流体継手 20 の吸収容量である伝達限界の回転力内に限定され、回転軸 9 c への分配は回転速度 ω_i で残余の回転力が伝達される。なお、流体継手 20 への分配回転力は、伝達限界内の伝達効率のよい回転力を選択することがよい。

ついで、回転軸 9 c の回転動力は差動遊星歯車装置 30 のサンギヤ 31 に伝達される。一方、回転軸 4 c の回転動力は流体継手 20 で変速され回転力が変えられて歯車 12 c を介してキャリア 13 c に伝達される。

サンギヤ 31 とキャリア 13 c のそれぞれに伝達された回転動力は、リングギヤ 35 から出力軸 37 及び出力側クラッチ 39 を介して流体機器 A 2 に伝達される。このときの回転動力は、回転速度 ω_o で回転力 T_o となり、変速装置 15 C 内の動力伝達損失がないものと仮定すれば、 $\omega_i \times T_i = \omega_o \times T_o$ となっている。

このようにして、電動機 A 1 からの回転動力を流体継手 20 を介する動力ライン R c 1 と直結の動力ライン R c 2 とに 2 分して、差動遊星歯車装置 30 で再度合流させることにより流体継手 20 の限界回転動力以上の回転動力を変速装置 15 C が伝達する。

図 8 に本発明の第 4 実施形態を示している。図 1 及び図 2 の第 1 実施形態と異なる部分を主体に説明する。図 1 及び図 2 において示したものと同符号の部分は同じ構成と機能を有している。

図 8 において、駆動源の電動機 A 1（図 8 では駆動機 A 1 と表す）と

被駆動機器の流体機器 A 2（図 8 では回転機械 A 2 と表す）の間に入力側クラッチ 3 及び出力側クラッチ 3 9 で接続される変速装置 1 5 D が設けられている。

変速装置 1 5 D は、動力分配装置（分流ギヤ） 6 と、可変速の流体継手 2 0 と、ギヤ装置 5 2 d, 5 3 d と、差動遊星歯車装置 3 0 と、により主要部が構成されている。

動力分配装置 6 は、入力側クラッチ 3 に接続する回転入力軸 1 5 d の回転動力を回転入力軸 1 5 d に直結する回転軸 4 と、別軸の回転軸 9 とに 2 分するように構成されている。回転軸 4 を介する動力ラインが動力ライン R d 1 であり、回転軸 9 を介する動力ラインが動力ライン R d 2 である。

流体継手 2 0 は、回転軸 4 からの動力を回転軸 5 に伝達するよう構成されている。

回転軸 9 に回転速度を増速／減速するギヤ装置 5 2 d が装着され、回転軸 9 d を介して差動遊星歯車装置 3 0 に連結されている。回転軸 4 に回転速度を増速／減速するギヤ装置 5 3 d が装着され、回転軸 5 d を介して差動遊星歯車装置 3 0 に連結されている。

ギヤ装置 5 2 d 及び 5 3 d の変速比は、遊星歯車装置 3 0 を介した流体機器 A 2 への入力回転速度が最良の効率となるように選定されている。

差動遊星歯車装置 3 0 は、回転軸 9 d と回転軸 5 d を入力軸としてそれぞれの回転動力を集合させて回転軸 3 7 d に伝達するように構成されている。回転軸 3 7 d は、出力側クラッチ 3 9 を介して流体機器 A 2 に連結されている。

上記以外については、第 1 実施形態と同様である。

上記構成による変速装置 1 5 D の作用を説明する。

最初に、駆動源の電動機 A 1 から回転力 T_i と回転速度 ω_i による回

回転動力が、入力側クラッチ 3 を介して変速装置 15 D の回転入力軸 15 d に伝達される。回転入力軸 15 d は動力分配装置 6 に回転動力を伝達する。動力分配装置 6 は、回転動力を動力ライン R d 1 の回転軸 4 と動力ライン R d 2 の回転軸 9 に分配する。このとき回転軸 4 への回転動力の分配は、回転速度 ω_i でかつ流体継手 20 の吸収容量である伝達限界の回転力内に限定され、回転軸 9 への分配は動力分配装置 6 の歯車比が 1 であれば回転速度 ω_i で残余の回転力が伝達される。なお、流体継手 20 への分配回転力は、伝達限界内の伝達効率のよい回転力を選択することがよい。

ついで、回転軸 9 の回転動力はギヤ装置 52 d で増速／減速され差動遊星歯車装置 30 に伝達される。一方、回転軸 4 の回転動力は流体継手 20 で変速され回転力が変えられて、ギヤ装置 53 d で増速／減速され差動遊星歯車装置 30 に伝達される。

差動遊星歯車装置 30 では、回転軸 9 d と回転軸 5 d を入力軸として、それぞれの回転動力を集合させて回転軸 37 d に伝達する。

そして、回転軸 37 d から出力側クラッチ 39 を介して流体機器 A2 に伝達される。このときの回転動力は、回転速度 ω_o で回転力 T_o となり、変速装置 15 D 内の動力伝達損失がないものと仮定すれば、 $\omega_i \times T_i = \omega_o \times T_o$ となっている。

このようにして、電動機 A1 からの回転動力を流体継手 20 を介する動力ライン R d 1 と分岐の動力ライン R d 2 とに 2 分して、それぞれの動力ライン R d 1 及び R d 2 の回転速度を流体機器 A2 への入力回転速度が最良の効率となるように変速し、差動遊星歯車装置 30 で再度合流させることにより流体継手 20 の限界回転動力以上の回転動力を変速装置 15 D が伝達する。

図 9 に本発明の第 5 実施形態を示している。図 1 及び図 2 の第 1 実施

形態と異なる部分を主体に説明する。図 1 及び図 2 において示したものと同符号の部分は同じ構成と機能を有している。

図 9 において、駆動源の電動機 A 1（図 9 では駆動機 A 1 と表す）と被駆動機器の流体機器 A 2（図 9 では回転機械 A 2 と表す）の間に入力側クラッチ 3 及び出力側クラッチ 3 9 で接続される変速装置 1 5 E が設けられている。

変速装置 1 5 E は、動力分配装置（分流ギヤ）6 と、可変速の流体継手 2 0 と、ギヤ装置 5 4 e と、差動遊星歯車装置 3 0 と、により主要部が構成されている。

動力分配装置 6 は、入力側クラッチ 3 に接続する回転入力軸 1 5 a の回転動力を回転入力軸 1 5 a に直結する回転軸 4 と、別軸の回転軸 9 とに 2 分するよう構成されている。回転軸 4 を介する動力ラインが動力ライン R e 1 であり、回転軸 9 を介する動力ラインが動力ライン R e 2 である。

流体継手 2 0 は、回転軸 4 からの動力を回転軸 5 に伝達するように構成されている。

回転軸 9 は差動遊星歯車装置 3 0 に連結され、回転軸 4 は回転軸 5 を介して差動遊星歯車装置 3 0 に連結されている。

遊星歯車装置 3 0 は、回転軸 9 と回転軸 5 を入力軸として、それぞれの回転動力を集合させて回転軸 3 7 に伝達するように構成されている。回転軸 3 7 は、ギヤ装置 5 4 e 及びクラッチ 3 9 を介して流体機器 A 2 に連結されている。ギヤ装置 5 4 e の変速比は、流体機器 A 2 への入力回転速度が最良の効率となるように選定されている。

上記以外については、第 1 実施形態と同様である。

上記構成による変速装置 1 5 E の作用を説明する。

最初に、駆動源の電動機 A 1 から回転力 T_i と回転速度 ω_i による回

回転動力が、入力側クラッチ 3 を介して変速装置 15 E の回転入力軸 15 a に伝達される。回転入力軸 15 a は動力分配装置 6 に回転動力を伝達する。動力分配装置 6 は、回転動力を動力ライン R e 1 の回転軸 4 と動力ライン R e 2 の回転軸 9 に分配する。このとき回転軸 4 への回転動力の分配は、回転速度 ω_i でかつ流体継手 20 の吸収容量である伝達限界の回転力内に限定され、回転軸 9 への分配は動力分配装置 6 の歯車比が 1 であれば回転速度 ω_i で残余の回転力が伝達される。なお、流体継手 20 への分配回転力は、伝達限界内の伝達効率のよい回転力を選択することがよい。

ついで、回転軸 9 の回転動力は差動遊星歯車装置 30 に伝達され、回転軸 4 の回転動力は流体継手 20 で変速され回転力が変えられて差動遊星歯車装置 30 に伝達される。

差動遊星歯車装置 30 では、回転軸 9 と回転軸 5 を入力軸として、それぞれの回転動力を集合させて回転軸 37 に伝達する。回転軸 37 の回転動力はギヤ装置 54 e によって流体機器 A 2 の効率が最良となるよう変速され、出力側クラッチ 39 を介して流体機器 A 2 に伝達される。このときの回転動力は、回転速度 ω_o で回転力 T_o となり、変速装置 15 E 内の動力伝達損失がないものと仮定すれば、 $\omega_i \times T_i = \omega_o \times T_o$ となっている。

このようにして、電動機 A 1 からの回転動力を流体継手 20 を介する動力ライン R e 1 と分岐の動力ライン R e 2 とに 2 分して、差動遊星歯車装置 30 で再度合流させることにより、流体継手 20 の限界回転動力以上の回転動力を変速装置 15 E が伝達する。さらに、流体機器 A 2 への入力回転速度をギヤ装置 54 e で変速し、流体機器 A 2 が最高の効率となるように回転動力を流体機器 A 2 に伝達する。

図 10 に本発明の第 6 実施形態を示している。図 1 及び図 2 の第 1 実

施形態と異なる部分を主体に説明する。図 1 及び図 2 において示したものと同符号の部分は同じ構成と機能を有している。

図 10 において、駆動源の電動機 A 1 と被駆動機器の流体機器 A 2 の間に入力側クラッチ 3 及び出力側クラッチ 39 で接続される変速装置 15 F が設けられている。

変速装置 15 F は、動力分配装置（分流ギヤ）6 と、可変速の流体継手 20 と、ギヤ装置 51 f, 53 f 及び 55 f と、差動遊星歯車装置 30 と、により主要部が構成されている。

動力分配装置 6 は、入力側クラッチ 3 に接続する回転入力軸 15 a の回転動力を回転入力軸 15 a に直結する回転軸 4 と、別軸の回転軸 9 とに 2 分するよう構成されている。回転軸 4 を介する動力ラインが動力ライン R f 1 であり、回転軸 9 を介する動力ラインが動力ライン R f 2 である。

流体継手 20 は、回転軸 4 からの動力を回転軸 5 に伝達するように構成されている。

回転軸 9 には回転速度を増速／減速するギヤ装置 51 f が装着され、分流ギヤ 6 によって回転軸 9 に分流された回転動力が、ギヤ装置 51 f で増速／減速され、さらに回転軸 9 f を介して差動遊星歯車装置 30 に伝達される。回転軸 5 には回転速度を増速／減速するギヤ装置 53 f が装着され、分流ギヤ 6 によって回転軸 4 に分流された回転動力が、ギヤ装置 53 f で増速／減速され、さらに回転軸 5 f を介して差動遊星歯車装置 30 に伝達される。

差動遊星歯車装置 30 は、回転軸 9 f と回転軸 5 f を入力軸として、それぞれの回転動力を集合させて回転軸 37 に伝達するように構成されている。回転軸 37 は、回転速度を増速／減速するギヤ装置 55 f 及びクラッチ 39 を介して流体機器 A 2 に連結されている。

ギヤ装置 5 1 f , 5 3 f 及び 5 5 f の変速比は、流体機器 A 2 が最良の効率となるように選定されている。

上記以外については、第 1 実施形態と同様である。

上記構成による変速装置 1 5 F の作用を説明する。

最初に、駆動源の電動機 A 1 から回転力 T_i と回転速度 ω_i による回転動力が、入力側クラッチ 3 を介して変速装置 1 5 F の回転入力軸 1 5 a に伝達される。回転入力軸 1 5 a は動力分配装置 6 に回転動力を伝達する。動力分配装置 6 は、回転動力を動力ライン R f 1 の回転軸 4 と動力ライン R f 2 の回転軸 9 に分配する。このとき回転軸 4 への回転動力の分配は、回転速度 ω_i でかつ流体継手 2 0 の吸収容量である伝達限界の回転力内に限定され、回転軸 9 への分配は動力分配装置 6 の歯車比が 1 であれば回転速度 ω_i で残余の回転力が伝達される。なお、流体継手 2 0 への分配回転力は、伝達限界内の伝達効率のよい回転力を選択することがよい。

ついで、回転軸 9 の回転動力はギヤ装置 5 1 f で増速／減速され差動遊星歯車装置 3 0 に伝達される。一方、回転軸 4 の回転動力は流体継手 2 0 で変速され回転力が変えられて、ギヤ装置 5 3 f で増速／減速され差動遊星歯車装置 3 0 に伝達される。

差動遊星歯車装置 3 0 では、回転軸 9 f と回転軸 5 f を入力軸として、それぞれの回転動力を集合させて回転軸 3 7 に伝達する。

回転軸 3 7 の回転動力はギヤ装置 5 5 f によって流体機器 A 2 の効率が最良となるよう変速され、出力側クラッチ 3 9 を介して流体機器 A 2 に伝達される。このときの回転動力は、回転速度 ω_o で回転力 T_o となり、変速装置 1 5 F 内の動力伝達損失がないものと仮定すれば、 $\omega_i \times T_i = \omega_o \times T_o$ となっている。

このようにして、電動機 A 1 からの回転動力を流体継手 2 0 を介する

動力ライン R f 1 と分岐の動力ライン R f 2 とに 2 分して、差動遊星歯車装置 3 0 で再度合流させることにより、流体継手 2 0 の限界回転動力以上の回転動力を変速装置 1 5 F が伝達する。さらに、流体機器 A 2 への入力回転速度をギヤ装置 5 1 f, 5 3 f 及び 5 5 f で変速し、流体機器 A 2 が最良の効率となるように回転動力を流体機器 A 2 に伝達する。

図 1 1 に本発明の第 7 実施形態を示す。図 1 及び図 2 の第 1 実施形態と異なる部分を主体に説明する。図 1 及び図 2 において示したものと同符号の部分は同じ構成と機能を有している。

図 1 1 において、駆動源の電動機 A 1 (図 1 1 では駆動機 A 1 と表す) と被駆動機器の流体機器 A 2 (図 1 1 では回転機械 A 2 と表す) の間に、入力側クラッチ 3 及び出力側クラッチ 3 9 で接続される変速装置 1 5 G が設けられている。

変速装置 1 5 G は、差動遊星歯車装置 3 0 と、可変速の流体継手 2 0 と、ギヤ装置 5 1 g, 5 2 g 及び 5 3 g と、動力集合装置 (合流ギヤ) 6 B と、により主要部が構成されている。

入力側クラッチ 3 に接続する回転入力軸 1 5 a に回転速度を増速/減速するギヤ装置 5 1 g が装着され、回転入力軸 1 5 a に伝達された回転動力がギヤ装置 5 1 g で増速/減速され、さらに回転軸 4 g を介して差動遊星歯車装置 3 0 に伝達される。

差動遊星歯車装置 3 0 は、回転軸 4 g の回転動力を回転軸 8 g と回転軸 5 g に 2 分するように構成されている。

回転軸 8 g には回転速度を増速/減速するギヤ装置 5 2 g が装着され、差動遊星歯車装置 3 0 によって回転軸 8 g に分流された回転動力が、ギヤ装置 5 2 g で増速/減速され、さらに回転軸 9 g を介して動力集合装置 6 B の入力軸の一方に伝達される。回転軸 5 g に回転速度を増速/減速するギヤ装置 5 3 g が装着され、回転軸 6 g を介して流体継手 2 0 に

連結されている。流体継手 20 は、回転軸 37 g を介して動力集合装置 6 B の入力軸の他方に連通されている。

流体継手 20 を介する動力ラインが動力ライン R g 1 であり、回転軸 9 g を介する動力ラインが動力ライン R g 2 である。

動力集合装置 6 B は、回転軸 9 g と回転軸 37 g からの回転動力を集めて、出力側クラッチ 39 に伝達するように構成されている。

ギヤ装置 51 g, 52 g 及び 53 g の変速比は、流体機器 A2 への入力回転速度が最良の効率となるように選定されている。

上記以外については、第 1 実施形態と同様である。

上記構成による変速装置 15 G の作用を説明する。

最初に、駆動源の電動機 A1 から回転力 T_i と回転速度 ω_i による回転動力が、入力側クラッチ 3 を介して変速装置 15 G の回転入力軸 15 a に伝達される。回転入力軸 15 a の回転速度はギヤ装置 51 g で増速／減速され、回転入力軸 15 a に伝達された回転動力はギヤ装置 51 g を介して差動遊星歯車装置 30 に伝達される。

差動遊星歯車装置 30 では、回転入力軸 15 a の回転動力を動力ライン R g 1 の回転軸 5 g と動力ライン R g 2 の回転軸 8 g に分配する。このとき回転軸 5 g への回転動力の分配は、流体継手 20 の吸収容量である伝達限界の回転力内に限定され、回転軸 8 g への分配は残余の回転力が伝達される。なお、流体継手 20 への分配回転動力は、ギヤ装置 53 g によって伝達限界内の伝達効率のよい回転速度及び回転力を選択することがよい。

ついで、回転軸 8 g は、ギヤ装置 52 g 及び回転軸 9 g を介して動力集合装置 6 B に回転力を伝達し、回転軸 5 g はギヤ装置 53 g、回転軸 6 g 及び流体継手 20 を介して動力集合装置 6 B に回転力を伝達する。

動力集合装置 6 B では、回転軸 9 g と回転軸 37 g の回転動力を 1 つ

に集合して、出力側クラッチ 39 を介して流体機器 A2 に伝達する。このときの回転動力は、回転速度 ω_o で回転力 T_o となり、変速装置 15 G 内の動力伝達損失がないものと仮定すれば、 $\omega_i \times T_i = \omega_o \times T_o$ となっている。

このようにして、電動機 A1 からの回転動力をギヤ装置 51 g で差動遊星歯車装置 30 の機能に合うよう変速し、流体継手 20 を介する動力ライン R g 1 と動力ライン R g 2 とに 2 分して、動力集合装置 6 B で再度合流させることにより、流体継手 20 の限界回転動力以上の回転動力を変速装置 15 G が伝達する。さらに流体機器 A2 への入力回転速度が最良の効率となるようギヤ装置 52 g, 53 g で変速して流体機器 A2 に伝達する。

図 1 乃至図 11 に示した本発明に係る変速装置の効果を、以下に列記する。

(1) 継手装置への伝達限界動力を超える回転動力の入力がなく、回転動力の効率的な伝達ができる。また、流体継手によって入力回転動力の脈動、変速のショック、軸の捻り振動などの各種振動や衝撃を吸収してスムーズな動力伝達ができる。

(2) 入力動力を差動遊星歯車装置で 2 分して、一方を流体継手に伝達限界動力内で配分し、他方の残余の動力を分配装置に直接に配分することで、変速装置での動力伝達を流体継手の伝達限界動力を超えて伝達できる。

(3) 動力ラインにギヤ装置を設けて、駆動源の回転動力を一定にしたままで流体機器に伝達する回転速度をかえて、流体機器の効率を最良にするように伝達できる。

図 12 は第 8 実施形態を示し、図 12 において、例えば電動モータ M 等の駆動装置の出力軸 60 は分配装置 6 を構成する第 1 の歯車 61 に連

結され、第 1 の歯車 6 1 は分配装置 6 の第 2 の歯車 6 2 と噛合っている。

第 1 の歯車 6 1 の回転軸である分配装置 6 の第 1 の出力軸 6 3 は第 2 の差動遊星歯車装置 P 2 のサン歯車 6 4 に連結されている。そして、差動遊星歯車装置 P 2 のプラネタリ歯車 6 5 のキャリア 6 6 は、小容量の可変速モータ 7 0 の出力軸 6 9 に連結された歯車 6 8 と噛合う歯車 6 7 と連結されている。第 2 の差動遊星歯車装置 P 2 のリング歯車 7 1 は出力軸 7 2 と連結されている。

図 1 2 に示す例では、駆動装置 M の出力軸 6 0 は出力軸 6 3 を介してサン歯車 6 4 に連結され、可変速モータ 7 0 の回転動力はプラネタリ歯車 6 5 に伝達される。リング歯車 7 1 は出力軸 7 2 に連結されているが、この連結関係は任意であり、例えば、出力軸 6 3 をリング歯車 7 1 やキャリア 6 6 に連結したり、可変速モータ 7 0 の出力軸 6 9 をサン歯車 6 4 やリング歯車 7 1 に連結したり、さらには出力軸 7 2 をサン歯車 6 4 やキャリア 6 6 に連結することもできる。

すなわち、本発明の実施に際して、差動遊星歯車装置の 3 つの回転部分の連結関係は任意に選択できる。したがって、歯車を特定しない場合は、第 1 の回転要素、第 2 の回転要素および第 3 の回転要素と称する。

分配装置 6 の第 2 の歯車 6 2 の出力軸 7 3 は歯車 7 4 に連結され、その歯車 7 4 は第 1 の差動遊星歯車装置 P 1 のプラネタリ歯車 7 6 のキャリア 7 7 に連結された歯車 7 5 と噛合っている。

第 2 の差動遊星歯車装置 P 2 の出力軸 7 2 は第 1 の差動遊星歯車装置 P 1 のサン歯車 7 8 に連結され、第 1 の差動遊星歯車装置 P 1 のリング歯車 7 9 は出力軸 8 0 を介して、例えば流体機械のような負荷 L に連結されている。

したがって、駆動装置 M の出力軸 6 0 の回転動力は分配装置 6 で第 1 の歯車 6 1 の出力軸 6 3 と第 2 の歯車 6 2 の出力軸 7 3 とに分配される

が、可変速モータ 70 の回転により第 2 の差動遊星歯車装置 P 2 のプラネタリ歯車 65 が回転するので、リング歯車 71 の回転速度はそのプラネタリ歯車 65 の回転速度により変化する。このようにして第 2 の差動遊星歯車装置 P 2 の出力軸 72 の回転速度の変化により第 1 の差動遊星歯車装置 P 1 のサン歯車 78 の回転速度が変化するので、その結果、第 1 の差動遊星歯車装置 P 1 の出力軸 80 の回転速度を変化させることができ、負荷 L の回転速度を制御できる。

図 13 は本発明の第 9 実施形態を示し、駆動装置 M の出力軸 60 は第 1 の差動遊星歯車装置 P 1 の第 1 の回転要素に連結されるとともに、主として動力を伝達する第 1 の差動遊星歯車装置 P 1 の第 2 の回転要素に連結されている。第 1 の出力軸 81 は直結軸であって、集合装置 6B の第 2 の歯車 82 に連結されている。そして、第 1 の差動遊星歯車装置 P 1 の第 3 の回転要素に連結されている第 2 の出力軸 83 は変速軸であって、第 2 の差動遊星歯車装置 P 2 の第 1 の回転要素に連結されている。

この第 2 の差動遊星歯車装置 P 2 の第 2 の回転要素は小容量の可変速モータ 70 のモータ軸である出力軸 69 に連結されている。また第 2 の差動遊星歯車装置 P 2 の第 3 の回転要素は集合装置 6B の前記第 2 の歯車 82 と噛合っている第 1 の歯車 84 と連結されている。そして、集合装置 6B の出力軸 85 すなわち第 1 の歯車 84 の軸は負荷 L と連結されている。

図 13 に示す実施形態においても、駆動装置 M の回転動力は、その大部分が第 1 の差動遊星歯車装置 P 1 の第 2 の回転要素と連結されている直結軸である出力軸 81 から分配装置 6 を介して負荷 L に伝達される。そして、可変速モータ 70 の回転速度によって、すなわち変速軸である第 2 の出力軸 83 の回転速度によって第 1 の差動遊星歯車装置 P 1 の第 3 の回転要素の回転速度が変化し、その結果、第 1 の出力軸 81 の回転

速度が変化するようになっている。

図 1 4 は本発明の第 1 0 実施形態を示している。図 1 4 に示す例は図 1 2 に示す第 8 実施形態の変形例であり、対応する部品は同じ符号で示す。異なる部分のみを説明する。

図 1 4 に示す例において、第 2 の差動遊星歯車装置 P 2 の出力軸 7 2 にはクラッチ 9 0 が介装され、可変速モータ 7 0 の出力軸 6 9 は直結切換クラッチ（図示せず）を有する増速ギヤ装置 9 1 を介して第 2 の差動遊星歯車装置 P 2 に連結されている。そして、さらに出力軸 7 3 にクラッチ 9 2 が設けられている。

この例では、クラッチ 9 0 , 9 2 を断とし、直結切換クラッチを増速側に切り換え、可変速モータ 7 0 で、例えばかご形電動機のような駆動装置を始動し、駆動装置 M が所定回転速度になったときに駆動装置 M に電力を供給すると、始動電力を小さくできる。

以上の第 8 乃至第 1 0 に実施形態においても直結軸（出力軸） 7 3 , 8 1 に伝達される回転動力が変速軸 7 2 , 8 3 に伝達される回転動力より大きく構成され、これにより継手装置を構成する第 2 の差動遊星歯車装置 P 2 や可変速モータ 7 0 の容量を小さくしても、大容量の負荷 L の変速を好適に行うことができる。

しかしながら、本発明の実施に際して、変速軸 7 2 , 8 3 に負の回転動力が伝達される場合、すなわちフィードバックが生ずると、その分、直結軸 7 3 , 8 1 に伝達される回転動力が大となるので、設計に際してどの回転速度でもフィードバックは生じないようにすることが重要である。

図 1 5 及び図 1 6 に示す第 1 1 実施形態は第 8 実施形態の変形例であり、図 1 4 と同様に図 1 2 に対応する部品は同じ符号を付して、異なる点を説明する。

図 1 5 及び図 1 6 に示す例においては、第 2 の差動遊星歯車装置 P 2 の出力軸 7 2、すなわち変速軸にはクラッチ 9 0 が介装され、可変速モータ 7 0 はインバータ制御器 1 0 0 で制御されている。そして、後述のように負荷 L が減速時に可変速モータ 7 0 を発電機として利用し、ワーク W に電流を供給し、これにより可変速モータ 7 0 をブレーキとして利用するようになっている。また、図 1 4 に示す例と同様に、直結軸 7 3 にクラッチ 9 2 が設けられている。図中 S は負荷 L の回転センサである。

ここで、可変速モータ 7 0 をブレーキとして利用した際には、ワーク W を、抵抗による発熱、蓄電池への蓄電、周波数コンバータを介して商用電源への売電等、任意適宜の作動に適用できる。

図 1 6 を参照して作動を説明するが、図示しない制御装置が負荷 L の回転センサ S からの信号を受けてインバータ制御器 1 0 0 にワーク W への切換信号を出力するようになっている。

まず、制御装置は回転センサ S の信号を読み込み（ステップ S 1）、負荷 L が減速時であるか否かを判断する（ステップ S 2）。ステップ S 2 が N O の場合、可変速モータ 7 0 をモータとして使用し（ステップ S 3）、制御が終了したか否かを判断する（ステップ S 6）。制御が終了していなければステップ S 1 に戻り、終了していれば作動は終わる。

ステップ S 2 が Y E S の場合、すなわち、負荷 L が減速時の場合は、制御装置は可変速モータ 7 0 への電力供給を中断し、可変速モータ 7 0 の結線をワーク W に切換える（ステップ S 4）。その結果、可変速モータ 7 0 は発電機として作用しブレーキ作動を行う（ステップ S 5）。そして制御が終了しているか否かが判断される（ステップ S 6）。

図 1 7 は図 1 2 の実施形態の変形例である。図 1 7 に示す実施形態においては、直結軸 7 3 は第 1 の増速又は減速ギヤ 1 0 1 を介して第 1 の差動遊星歯車装置 P 1 の第 1 の回転要素に連結され、第 2 の差動遊星歯

車装置 P 2 の出力軸 7 2 は第 2 の増速又は減速ギヤ 1 0 2 を介して第 1 の差動遊星歯車装置 P 1 の第 2 の回転要素に連結され、第 1 の差動遊星歯車装置 P 1 の第 3 の回転要素は増速又は減速ギヤ 1 0 3 および出力軸 8 0 を介して負荷 L に連結されている。

このように増速又は減速ギヤ 1 0 1 ~ 1 0 3 を設けることで、動力流の分配の適正化や負荷 L への対応が多様化できる。

図 1 2 乃至図 1 7 に示した本発明に係る変速装置によれば、継手装置として第 2 の差動遊星歯車装置と可変速モータとの組合せを使用したので、可変速モータの可変速により円滑な変速作動を行うことができる。そして主たる回転動力は直結軸である第 1 の差動遊星歯車装置と分配装置との連結軸で伝達できるから、継手装置としての第 2 の作動遊星歯車装置や可変速モータの容量を小さくできる。その結果、衝撃力が少なく効率的な変速が実施できる変速装置を提供できる。

産業上の利用の可能性

本発明は、分配装置又は差動遊星歯車装置の少なくとも一方を有し、かつ、継手装置を有する変速装置に好適に利用可能である。

請求の範囲

1. 分配装置又は差動遊星歯車装置の少なくとも一方を有し、かつ、継手装置を有する変速装置であって、前記継手装置を介して伝達される回転動力が前記変速装置へ入力された回転動力よりも小さくなるように構成されており、前記継手装置は流体継手であることを特徴とする変速装置。

2. 分配装置又は差動遊星歯車装置の少なくとも一方を有し、かつ、継手装置を有する変速装置であって、該変速装置に入力された回転動力を前記分配装置又は前記差動遊星歯車装置を介して前記継手装置に伝達し、該継手装置に入力される回転動力が、前記変速装置に入力された回転動力よりも小さくなるように構成し、前記継手装置は流体継手であることを特徴とする変速装置。

3. 前記分配装置及び前記差動遊星歯車装置の両方を備え、前記変速装置へ入力された回転動力は1本の入力軸により前記分配装置へ伝達されて2本の回転軸に出力され、該2本の回転軸の一方は前記差動遊星歯車装置における2本の入力軸の一方に接続されており、前記2本の回転軸の他方は前記流体継手を介して前記差動遊星歯車装置における2本の入力軸の他方に接続していることを特徴とする請求項1又は2に記載の変速装置。

4. 前記変速装置へ入力された回転動力は1本の入力軸により前記差動遊星歯車装置へ伝達されて2本の出力軸に伝達され、前記差動遊星歯車装置の2本の出力軸の一方は集合装置における2本の入力軸の一方に接続され、前記差動遊星歯車装置の2本の出力軸の他方は前記流体継手を介して前記集合装置における2本の入力軸の他方に接続されることを特徴とする請求項1又は2に記載の変速装置。

5. 増速用ギヤと減速用ギヤとを有するギヤ装置が、前記差動遊星歯車装置の入力軸及び／又は出力軸に介装されていることを特徴とする請求項1乃至4のいずれか1項に記載の変速装置。

6. 駆動装置からの回転動力が伝達される分配装置と、継手装置と、第1の差動遊星歯車装置とを有する変速装置において、前記継手装置を介して伝達される一方の回転動力が他方の回転動力よりも小さくなるように構成され、前記継手装置は電動装置と第2の差動遊星歯車装置とで構成されていることを特徴とする変速装置。

7. 分配装置又は第1の差動遊星歯車装置の少なくとも一方を有し、かつ、継手装置を有する変速装置であって、駆動装置からの回転動力を前記分配装置又は前記第1の差動遊星歯車装置により少なくとも2つの回転動力に分配し、該少なくとも2つの回転動力のうちの一つを前記継手装置に入力し、前記継手装置に入力される回転動力が他の回転動力よりも小さくなるように構成し、前記継手装置は電動装置と第2の差動遊星歯車装置とで構成していることを特徴とする変速装置。

8. 前記分配装置及び前記第1の差動遊星歯車装置の両方を備え、前記駆動装置からの回転動力は前記分配装置の1本の入力軸により前記分配装置に伝達され、前記分配装置から2本の回転軸に出力され、その一方の回転軸は2本の入力軸を有する前記第1の差動遊星歯車装置の一方の入力軸に接続され、他方の回転軸は前記第1の差動遊星歯車装置の他方の入力軸に接続されていることを特徴とする請求項6又は7に記載の変速装置。

9. 前記駆動装置からの回転動力は前記第1の差動遊星歯車装置の1本の入力軸に伝達され、その第1の差動遊星歯車装置の2本の出力軸の一方が2本の入力軸を有する集合装置の一方の入力軸に接続され、前記第1の差動遊星歯車装置の他方の出力軸が前記第2の差動遊星歯車装置を介して前記集合装置の他方の入力軸に接続されていることを特徴とする請求項6又は7に記載の変速装置。

10. 前記第2の差動遊星歯車装置はそのサン歯車とリング歯車との間に半径方向には1個で円周方向には単数又は複数のプラネタリ歯車が配置されているシングルピニオン形式に構成され、前記駆動装置と前記電動装置と負荷とがそれぞれ前記第2の差動遊星歯車装置の入力側と出力側と変速側とのいずれかにそれぞれ直結されていることを特徴とする請求項6乃至9のいずれか1項に記載の変速装置。

FIG. 1

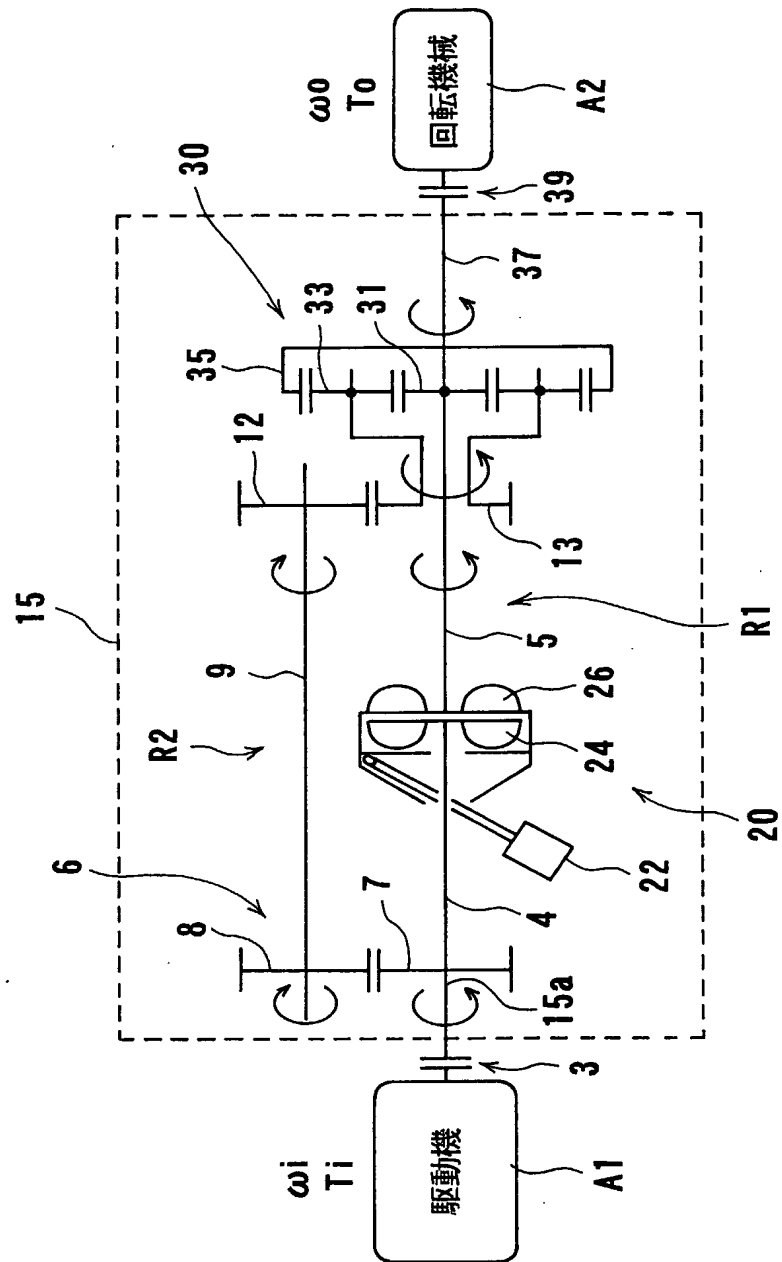
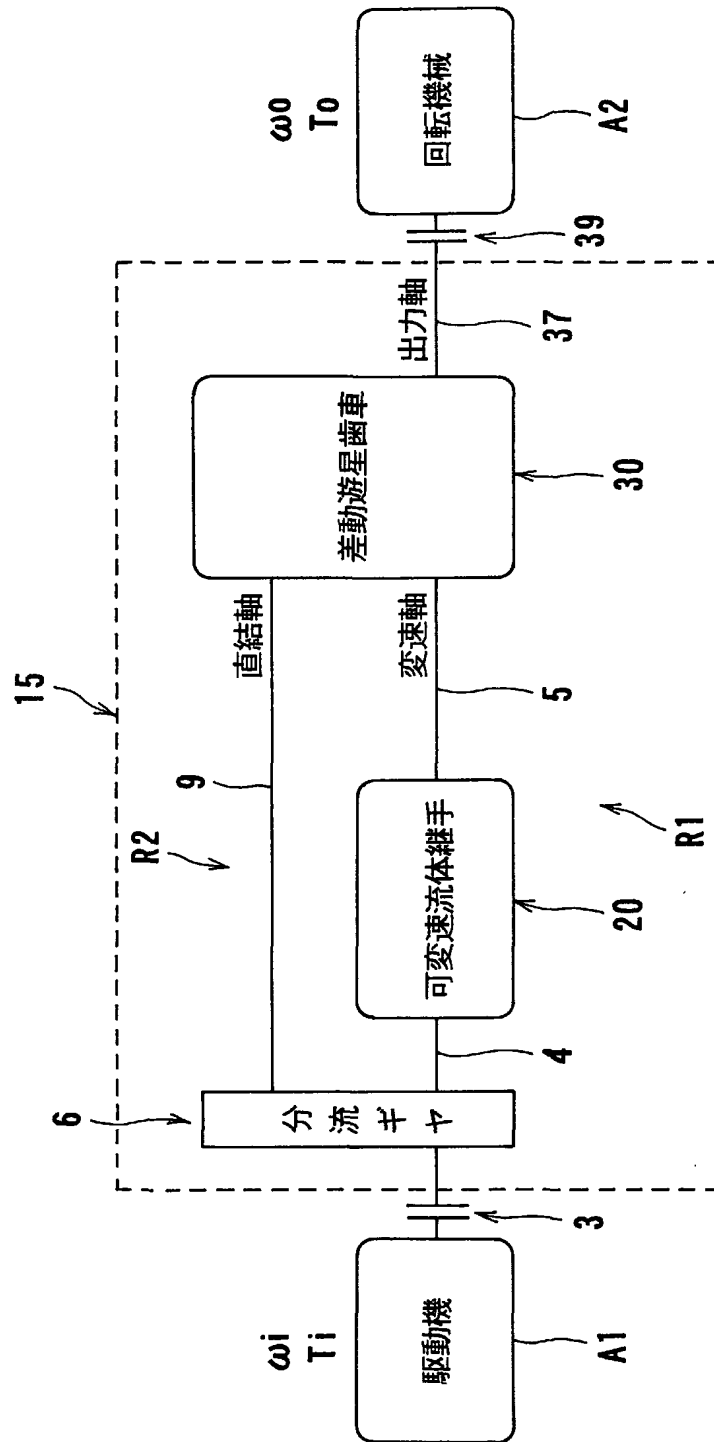


FIG. 2



3/21

FIG. 3

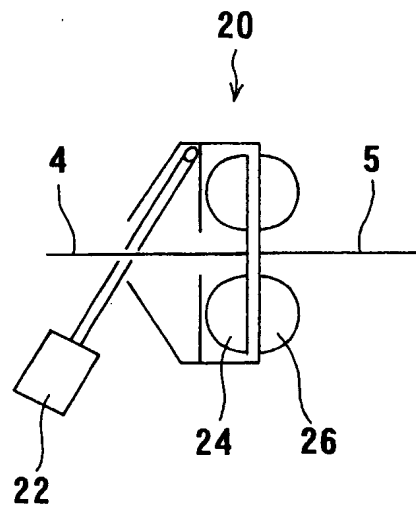
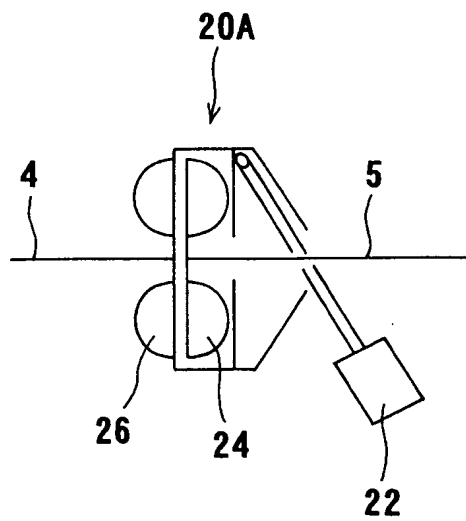


FIG. 4



4/21

FIG. 5

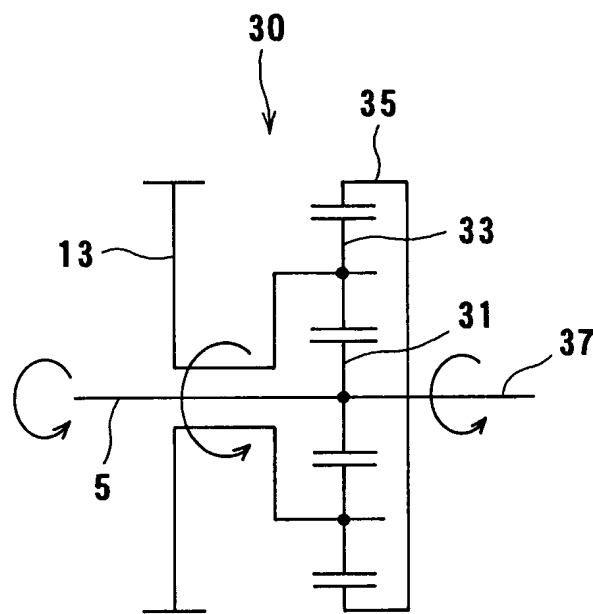


FIG. 7

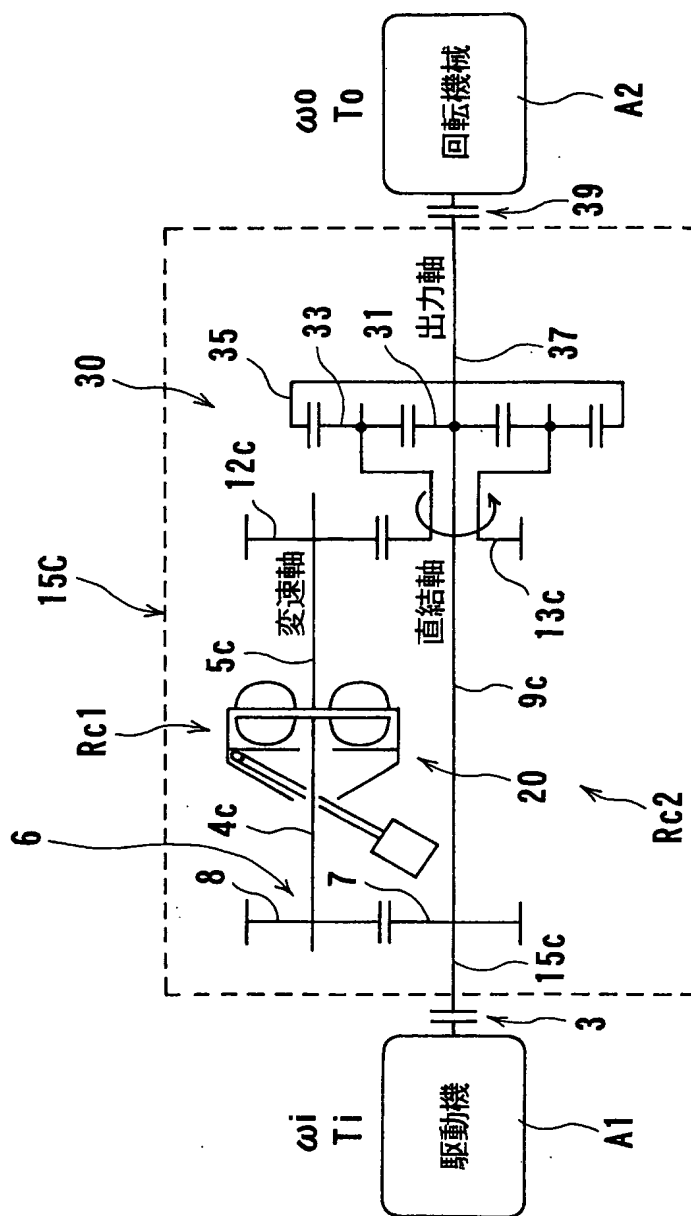
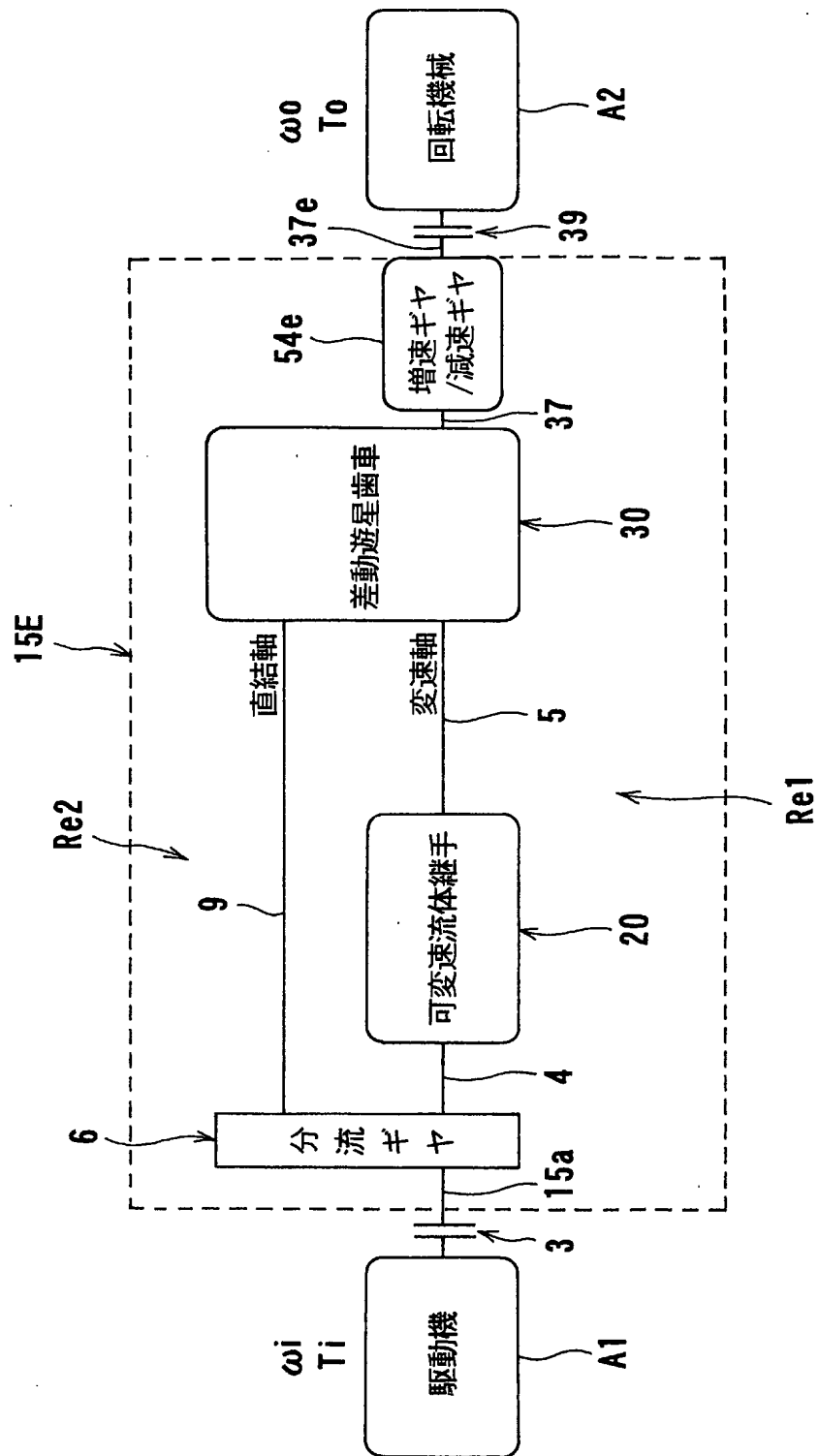
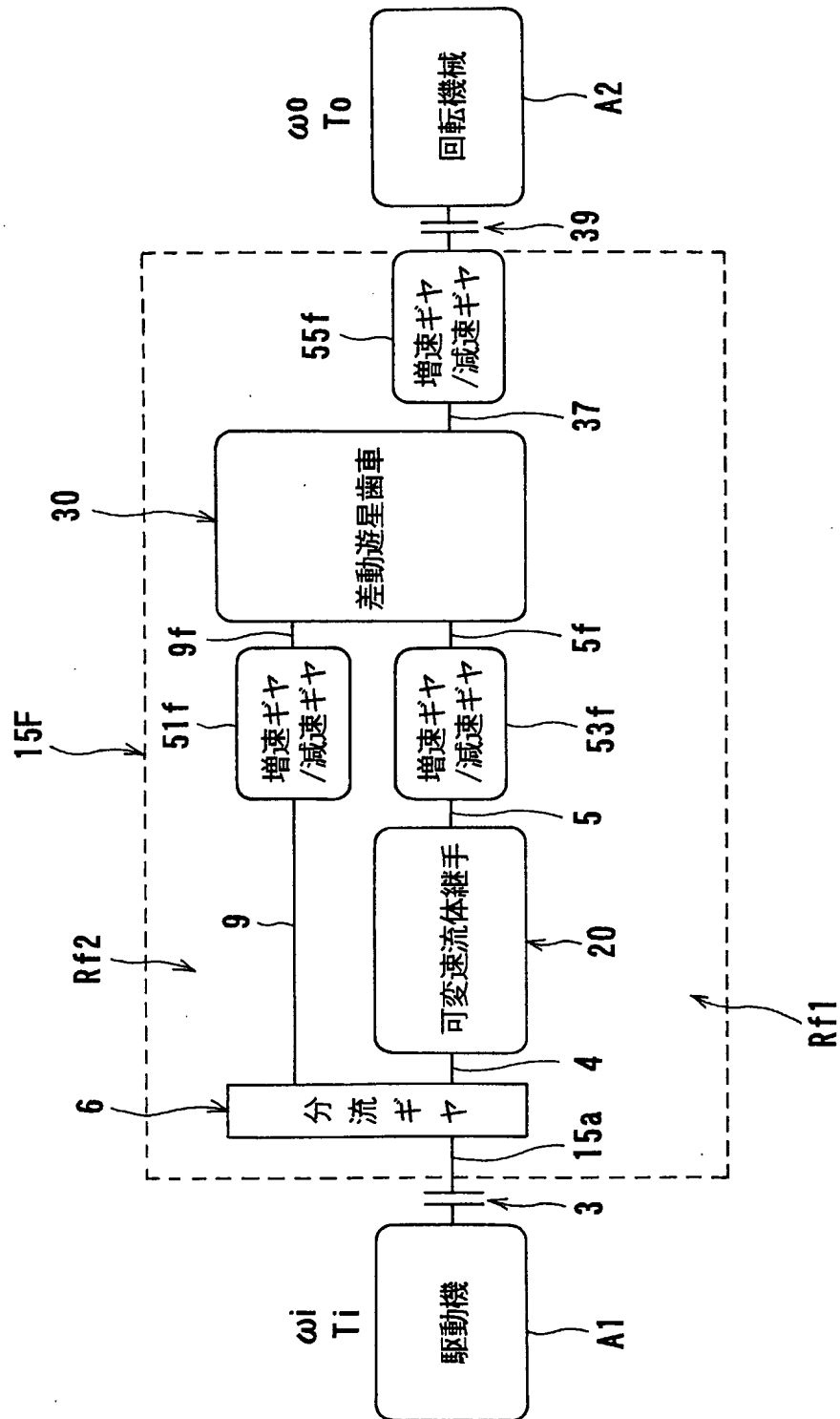


FIG. 9



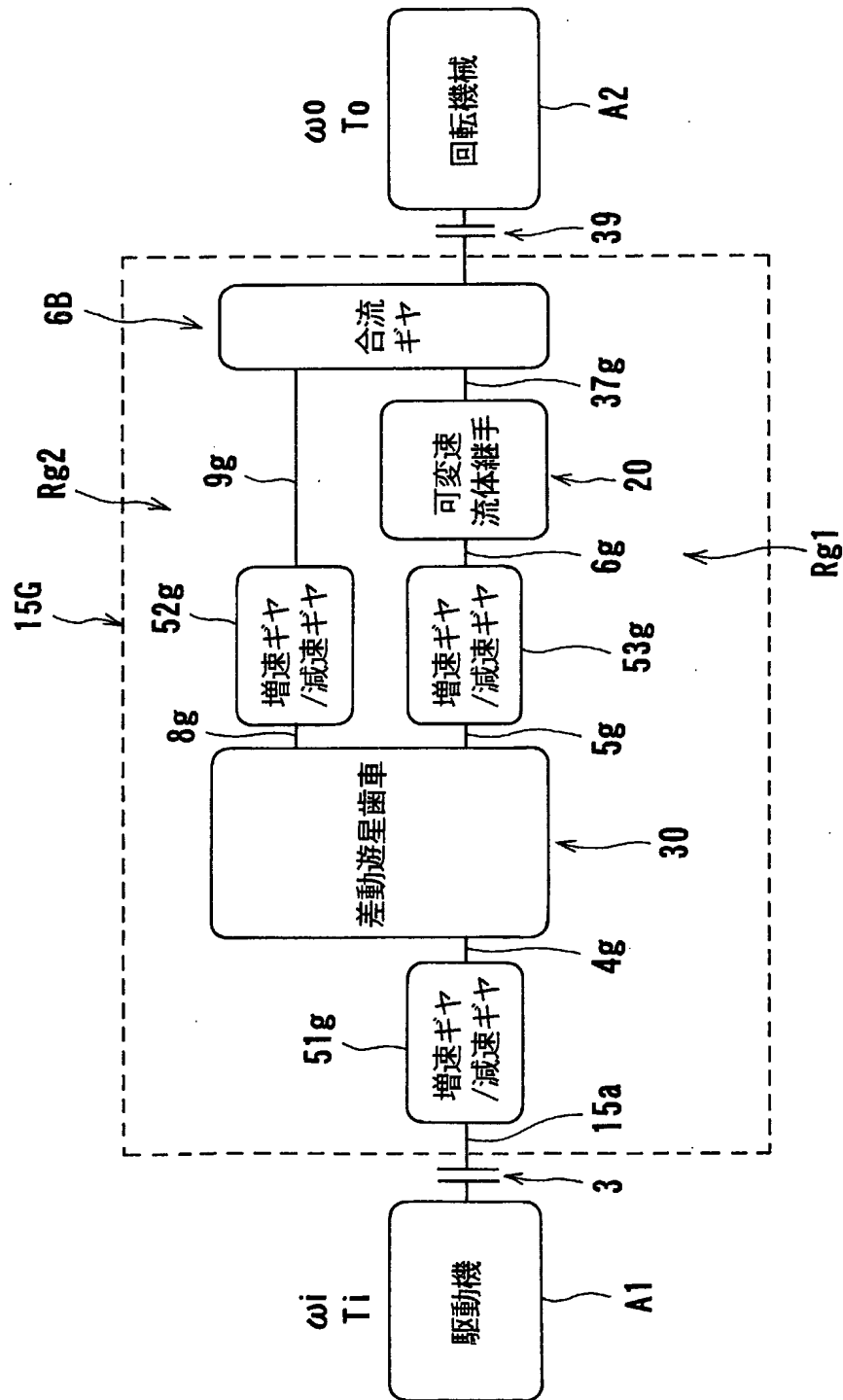
9/21

FIG. 10



10/21

FIG. 11



11/21

FIG. 12

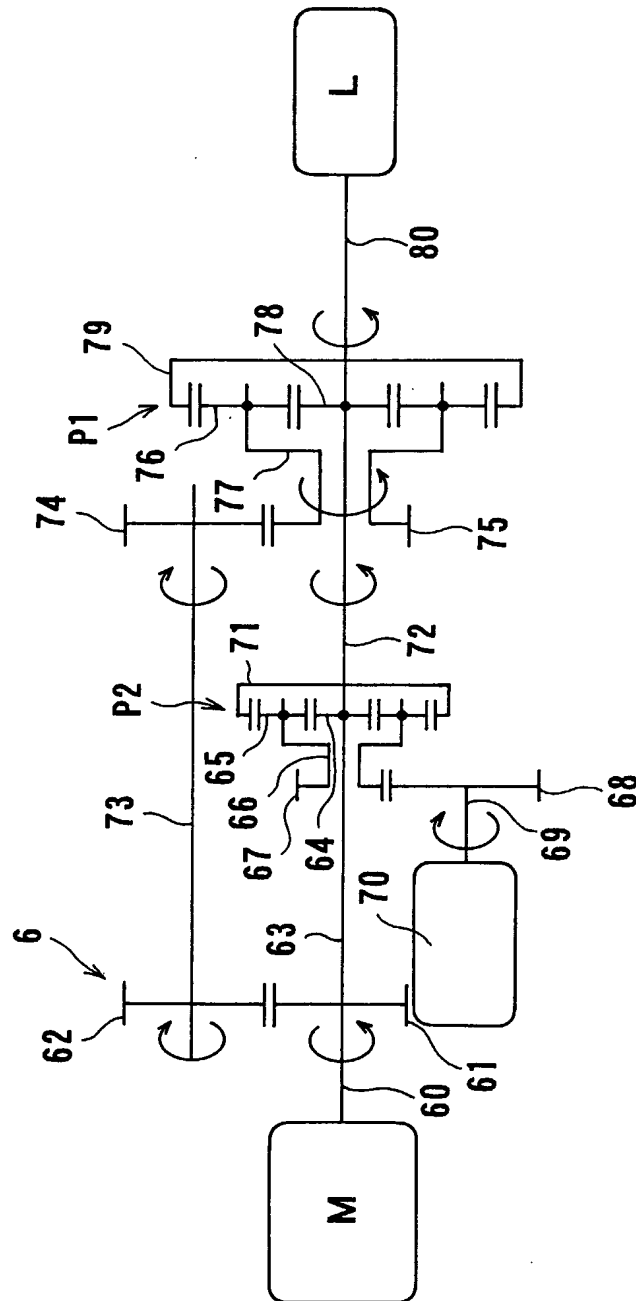
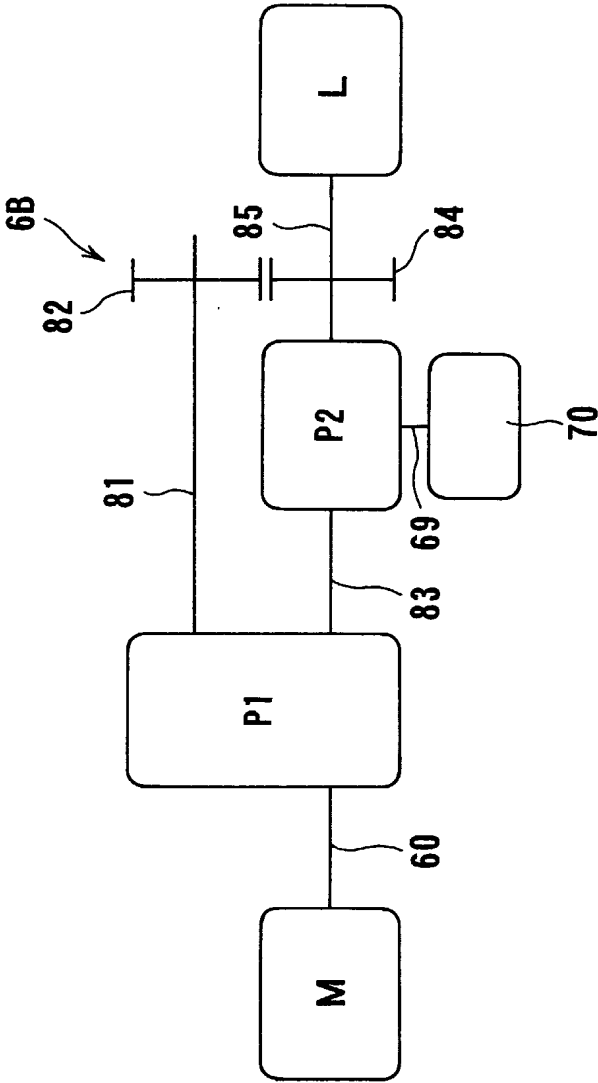


FIG. 13



1 3 / 2 1

FIG. 14

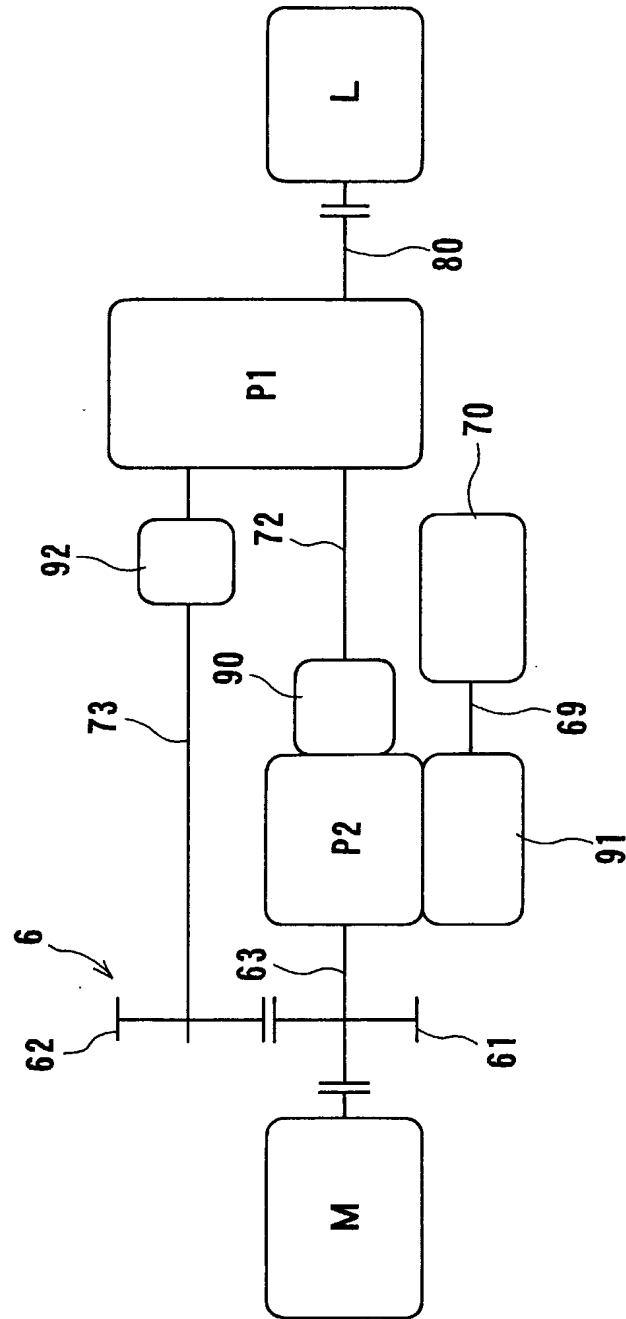
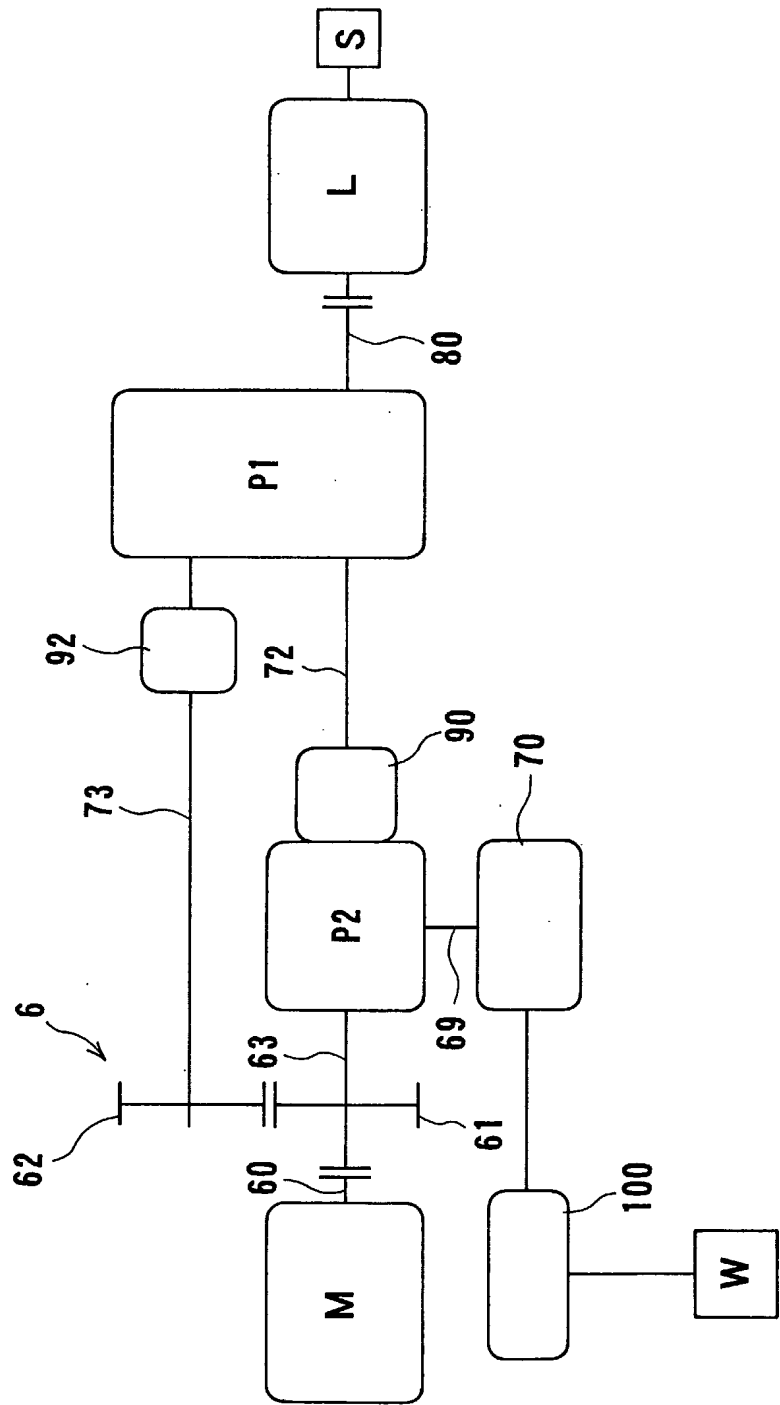


FIG. 15



15/21

FIG. 16

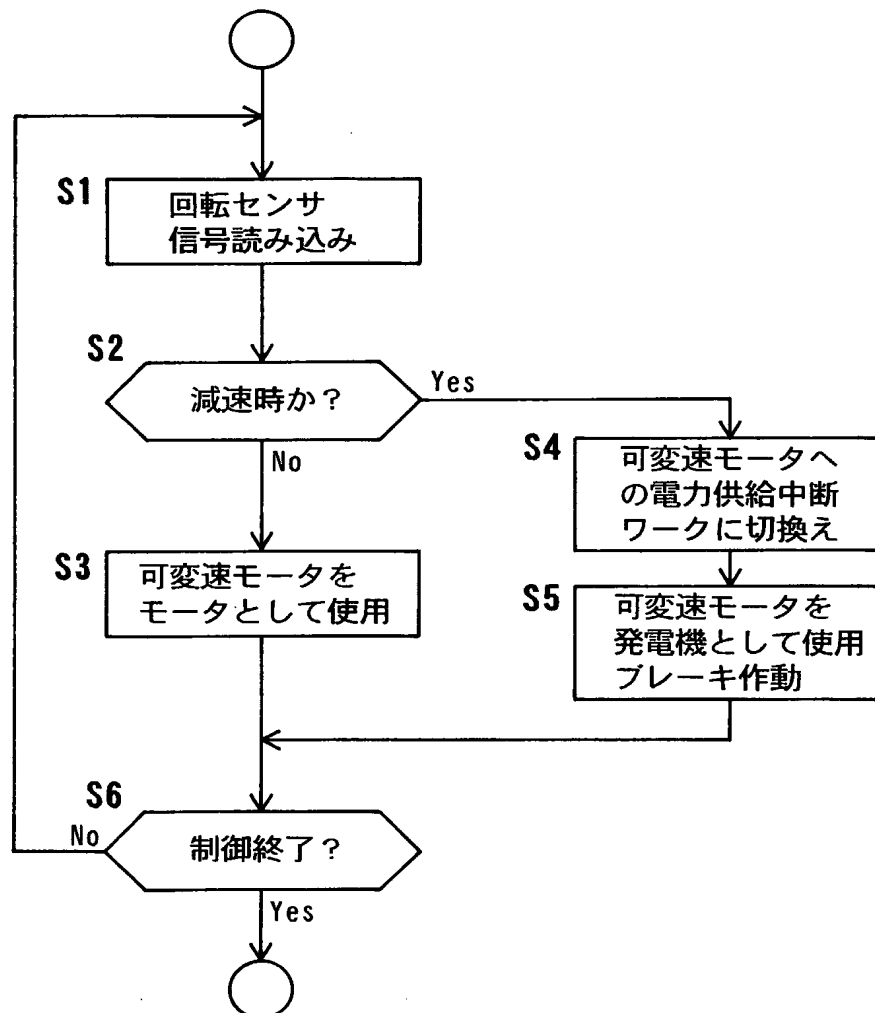
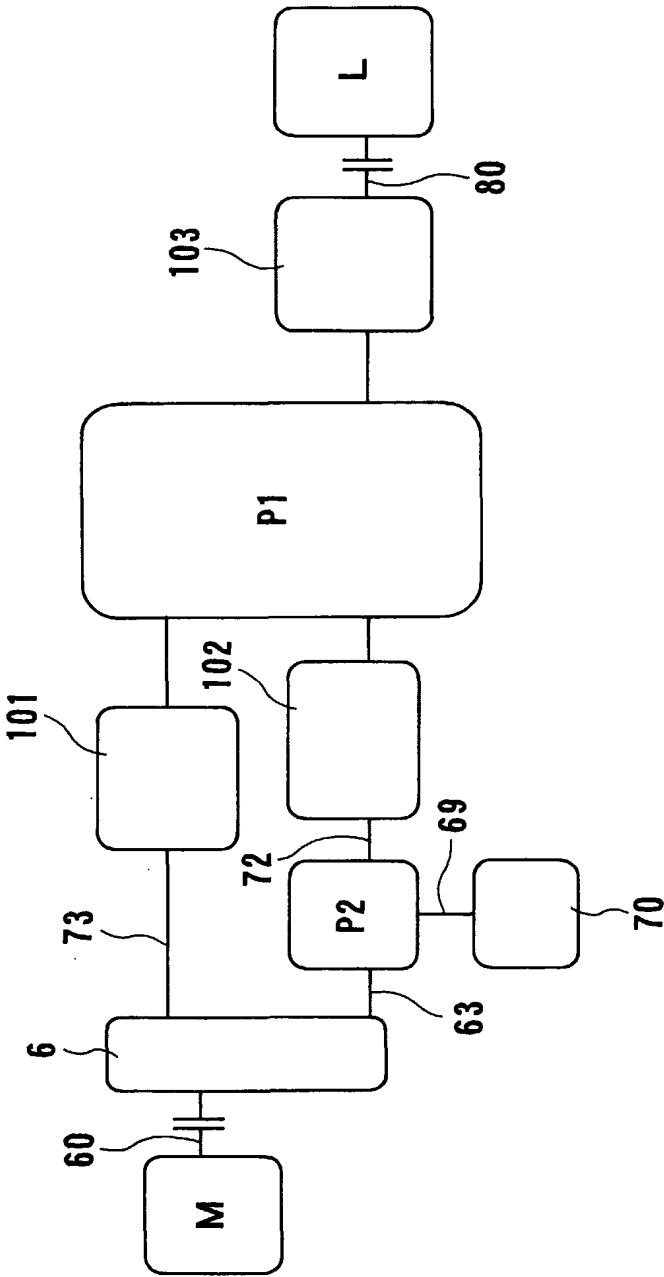


FIG. 17



17/21

FIG. 18

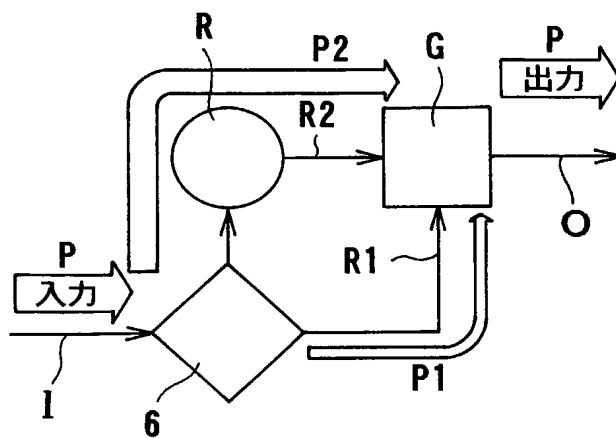
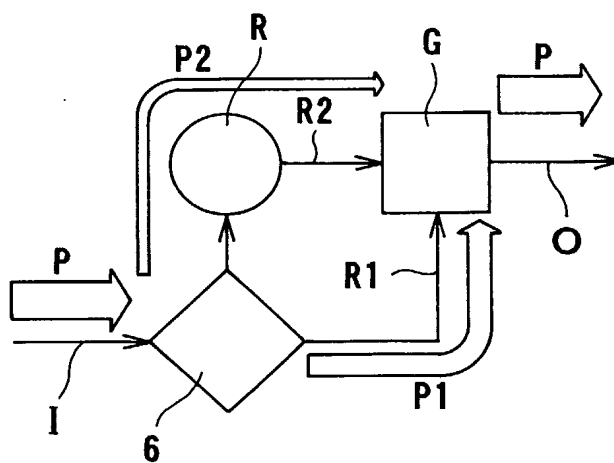


FIG. 19



18/21

FIG. 20

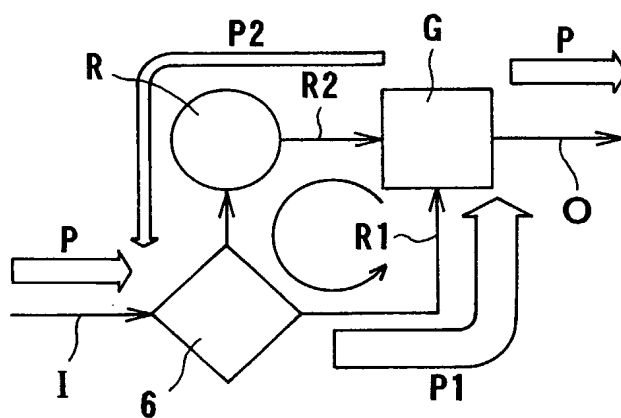
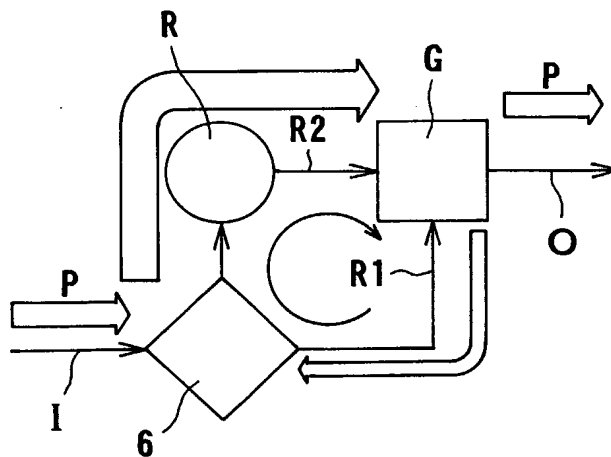
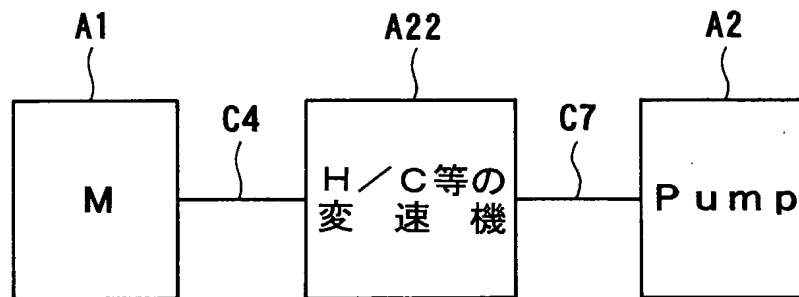


FIG. 21



19/21

FIG. 22



20/21

FIG. 23 A

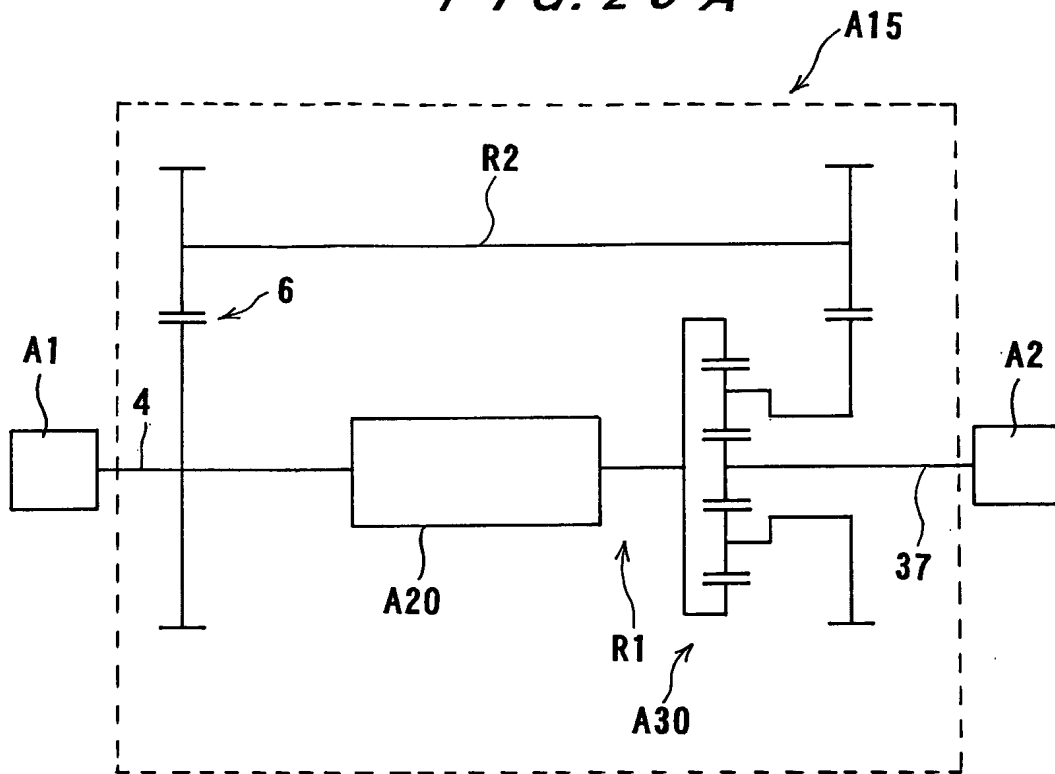


FIG. 23 B

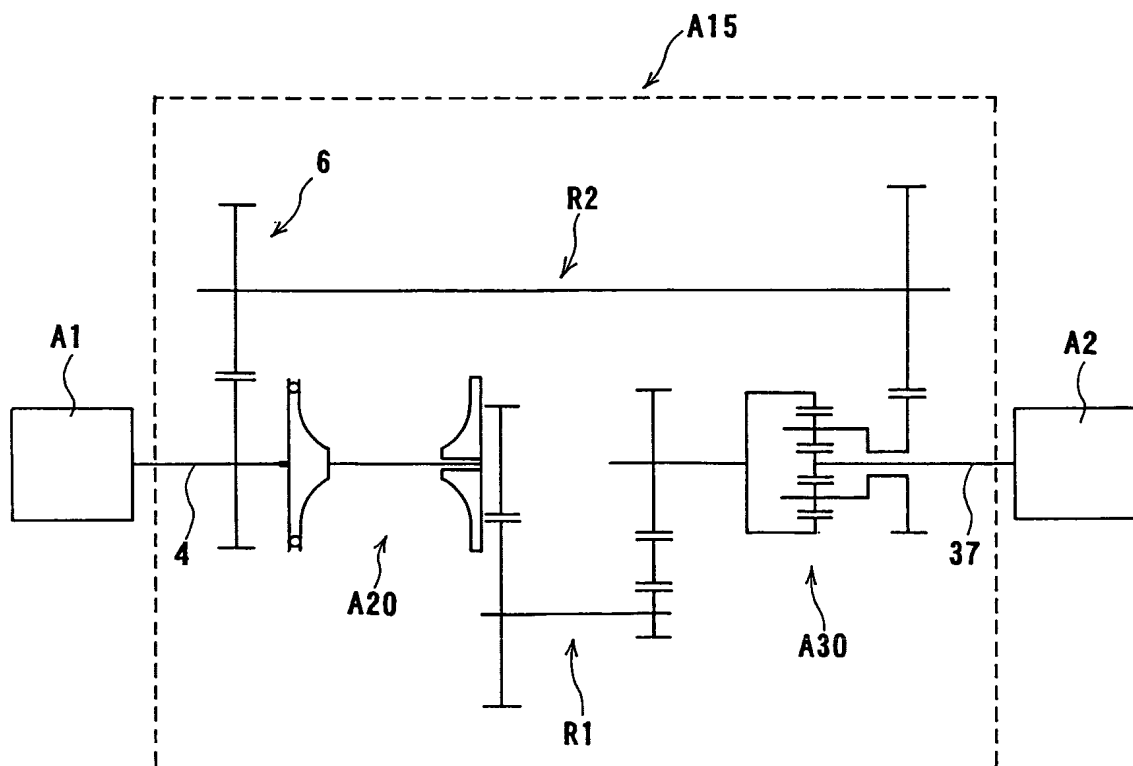


FIG. 24B

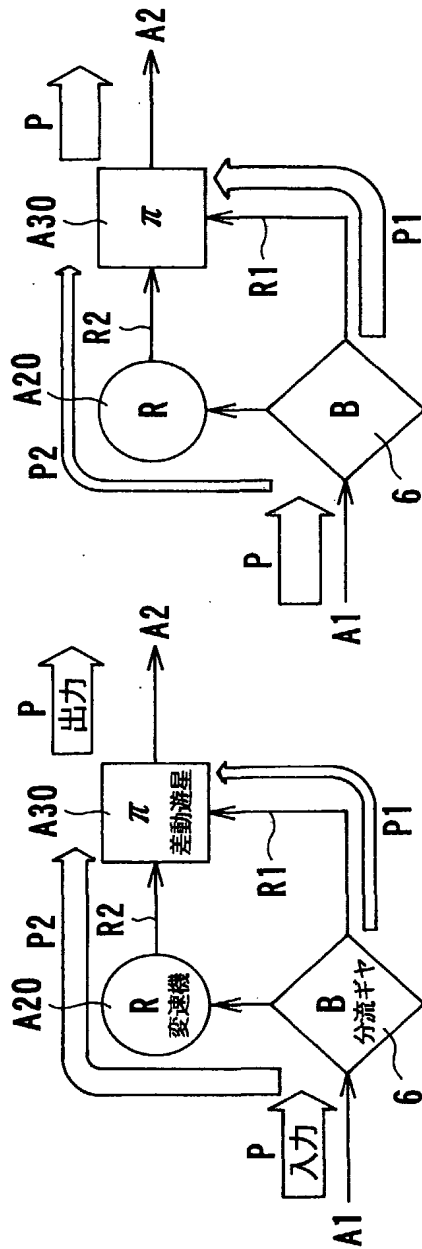


FIG. 24D

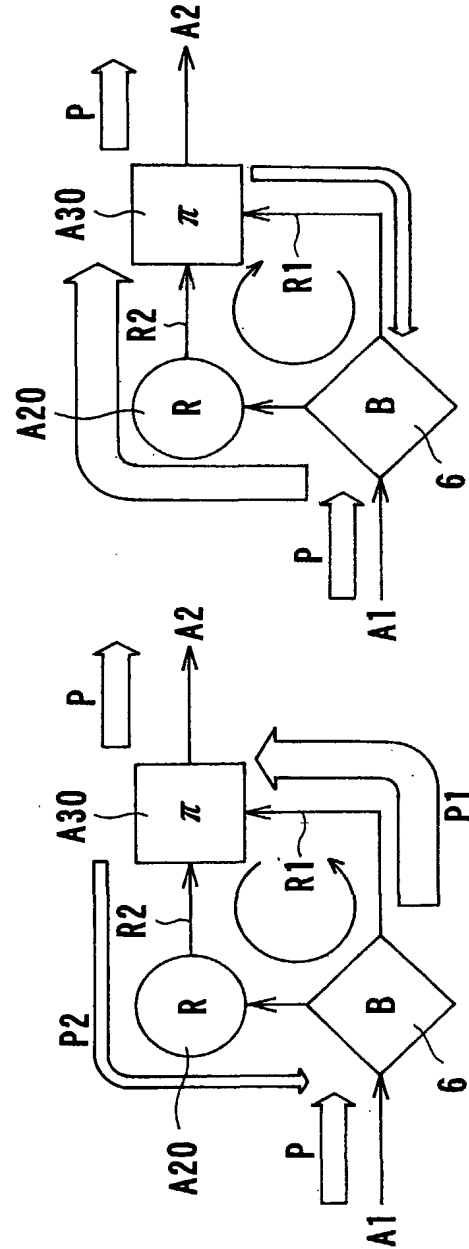
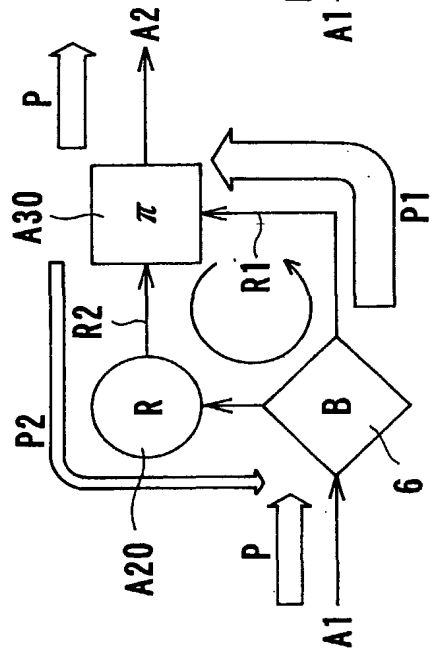


FIG. 24C



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP03/02083

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int.Cl⁷ F16H3/72, 3/74

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

Int.Cl⁷ F16H3/00-3/78

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2003
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2003	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2003

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X Y A	JP 60-185699 A (Tsuan Rederi Faburikurenku AG.), 21 September, 1985 (21.09.85), Page 3, upper right column, line 12 to lower left column, line 6; Fig. 2 & DE 3338905 A1	1-3, 5 4 6-10
Y A	JP 53-129765 A (Koichi NISHINA), 13 November, 1978 (13.11.78), Page 1, lower right column, line 14 to page 2, upper left column, line 10; table 1; Fig. 1 (Family: none)	4 1-3, 5-10

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C.

☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
 "E" earlier document but published on or after the international filing date
 "L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
 "O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
 "P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
 "X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
 "Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
 "&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search
26 May, 2003 (26.05.03)

Date of mailing of the international search report
10 June, 2003 (10.06.03)

Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP03/02083

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	US 4836049 A (FORD MOTOR CO.), 06 June, 1989 (06.06.89), Column 2, lines 42 to 63; Figs. 1 to 2 & JP 1-188759 A Page 2, lower left column, line 17 to page 3, upper left column, line 11; Figs. 1 to 2 & DE 3840543 A1 & GB 2213215 A	1-10
A	JP 10-331946 A (Komatsu Ltd.), 15 December, 1998 (15.12.98), Par. Nos. [0004] to [0005]; Fig. 5 (Family: none)	1-10
A	JP 62-233544 A (Ishikawajima-Harima Heavy Industries Co., Ltd.), 13 October, 1987 (13.10.87), Page 2, upper right column, line 9 to lower right column, line 10; Fig. 2 (Family: none)	1-10
A	JP 2-190649 A (Techno Quattro SLR), 26 July, 1990 (26.07.90), Page 2, upper right column, line 8 to lower right column, line 3; Figs. 1 to 2 (Family: none)	1-10
A	Microfilm of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 37832/1987 (Laid-open No. 147666/1988) (Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.), 29 September, 1988 (29.09.88), Page 4, line 1 to page 5, line 12; Fig. 1 (Family: none)	1-10
A	US 3939731 A (S. P. A. RANZI LEGNANO), 24 February, 1976 (24.02.76), Column 2, line 58 to column 3, line 32; Fig. 1 & JP 52-8460 B2 Column 2, line 30 to column 3, line 27; Fig. 1 & DE 2113824 A1 & GB 1346508 A & FR 2085106 A1 & CH 538071 A	1-10
A	US 5117931 A (MITSUBISHI DENKI KABUSHIKI KAISHA), 02 June, 1992 (02.06.92), Column 3, line 20 to column 4, line 58; Fig. 1 & JP 3-273933 A Page 3, upper left column, line 4 to upper right column, line 16; Fig. 1 & DE 4102202 A1	5
A	JP 3-107653 A (Zenjiro NAKAYAMA), 08 May, 1991 (08.05.91), Page 4, lower right column, line 17 to page 5, upper left column, line 5; Fig. 4 (Family: none)	6-10

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP03/02083

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 11-82649 A (Honda Motor Co., Ltd.), 26 March, 1999 (26.03.99), Par. Nos. [0010] to [0014]; Fig. 1 (Family: none)	6-10

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))
Int. Cl⁷ F16H3/72、3/74

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))
Int. Cl⁷ F16H3/00-3/78

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報 1922-1996年
日本国公開実用新案公報 1971-2003年
日本国登録実用新案公報 1994-2003年
日本国実用新案登録公報 1996-2003年

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
X	JP 60-185699 A (ツアーンレーデルフアブリーク レンク アクチエンゲゼルシャフト) 1985.09.21, 第3頁右上欄第12行-左下欄第6行, 第2図 & DE 3338905 A1	1-3, 5
Y A		4 6-10

☒ C欄の続きにも文献が列挙されている。

☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」 特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの

「E」 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの

「L」 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)

「O」 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献

「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの

「X」 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの

「Y」 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの

「&」 同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

26.05.03

国際調査報告の発送日

10.06.03

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/JP)

郵便番号 100-8915

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)

中屋 裕一郎



3 J 3120

電話番号 03-3581-1101 内線 3328

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
Y	J P 53-129765 A (西名 光一) 1978. 11. 13, 第1頁右下欄第14行-第2頁左上欄 第10行, 第1表, 第1図 (ファミリーなし)	4
A		1-3, 5-10
A	US 4836049 A (FORD MOTOR COMPANY) 1989. 06. 06, 第2欄第42- 63行, FIG 1-2 & J P 1-188759 A 第2頁左下欄第17行- 第3頁左上欄第11行, 第1-2図 & DE 3840543 A1 & GB 2213215 A	1-10
A	J P 10-331946 A (株式会社小松製作所) 1998. 12. 15, 段落番号【0004】-【0005】, 図5 (ファミリーなし)	1-10
A	J P 62-233544 A (石川島播磨重工業株式会社) 1987. 10. 13, 第2頁右上欄第9行-右下欄第10行, 第2図 (ファミリーなし)	1-10
A	J P 2-190649 A (テクノクワツトロ・エツセ・ エレ・エツレ) 1990. 07. 26, 第2頁右上欄第8行- 右下欄第3行, 第1-2図 (ファミリーなし)	1-10
A	日本国実用新案登録出願62-37832号(日本国実用新案登録 出願公開63-147666号)の願書に添付した明細書及び図面 の内容を撮影したマイクロフィルム (三菱重工業株式会社) 1988. 09. 29, 第4頁第1行 - 第5頁第12行, 第1図 (ファミリーなし)	1-10
A	US 3939731 A (S. P. A. RANZI LEGNANO) 1976. 02. 24, 第2欄第58行- 第3欄第32行, FIG 1 & J P 52-8460 B2 第2欄第30行-第3欄 第27行, 第1図 & DE 2113824 A1 & GB 1346508 A & FR 2085106 A1 & CH 538071 A	1-10

C (続き). 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
A	US 5117931 A (MITSUBISHI DENKI K. K.) 1992. 06. 02, 第3欄第20行-第4欄 第58行, FIG 1 & JP 3-273933 A 第3頁左上欄第4行-右上欄 第16行, 第1図 & DE 4102202 A1	5
A	JP 3-107653 A (中山 善次郎) 1991. 05. 08, 第4頁右下欄第17行-第5頁左上欄 第5行, 第4図 (ファミリーなし)	6-10
A	JP 11-82649 A (本田技研工業株式会社) 1999. 03. 26, 段落番号【0010】-【0014】, 図1 (ファミリーなし)	6-10